

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Návrh zástavby hydropneumatické pružící jednotky  
nákladního automobilu**

**Design of a Truck Hydropneumatic Suspension Strut  
Arrangement**

Student:

Bc. Jiří Řehounek

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Zdeněk Dejl, Csc.

Ostrava 2009



### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 17. 9. 2009

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v záznamu o závěrečné práci umístěné v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnutí licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 17. 9. 2009

Bc. Řehounek Jiří

Adresa trvalého pobytu diplomanta:  
Jelenice 24, 749 01 Vítkov

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Zdeněk Dejlovi, Csc. a odbornému konzultantu Vratislavu Michlíkovi za jejich trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady v celém průběhu zpracování diplomové práce.

## ANOTACE

Bc. ŘEHOUNEK, J. Návrh zástavby hydropneumatické pružicí jednotky nákladního automobilu.

OSTRAVA: katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní – Technická univerzita Ostrava, 2009, 59s.

Diplomová práce, vedoucí Dejl, Z.

Diplomová práce řeší návrh zástavby hydropneumatické pružicí jednotky nákladního automobilu. Jedná se o pevné a funkční uchycení pružicí jednotky na základní rám a zadní poloosu nákladního automobilu. Zástavba byla navrhována podle zatížení vozidla, velikosti zadní poloosy a základního rámu nákladního automobilu – Tatra 4x4.

Mezi tyto hodnoty patří:

- maximální zatížení zadní nápravy na jedno kolo  $R_{by} = 5$  [tun]
- vzdálenost mezi střední částí zadní nápravy a kolem  $T/2 = 1037$  [mm]
- vzdálenost mezi střední částí zadní nápravy a hydraulickým válcem  $R = 654,8$  [mm]

## ANNOTATION OF THESIS

Bc. ŘEHOUNEK, J. Design of a Truck Hydropneumatic Suspension Strut Arrangement

OSTRAVA: Department of parts contrivance and machine – 347, General mechanical faculty – Technical university Ostrava, 2009, 59p.

Thesis, leader Dejl, Z.

The thesis solves the design of a truck hydropneumatic suspension strut arrangement. It deals with a stout and functional gripping of the suspension strut on the basic frame and back half axle of the truck. The arrangement was suggested according to the vehicle load, size of back half axle and basic frame of the truck – Tatra 4 x 4.

Among these values belong:

- a maximal load of the back axle for a single wheel  $R_{by} = 5$  [metric tonnes]
- a distance between the middle part of the back axle and wheel  $T/2 = 1037$  [mm]
- a distance between the middle part of the back axle and hydraulic roller  $R = 654,8$  [mm]

# Obsah diplomové práce

|                                                                            |           |
|----------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....</b>                                       | <b>9</b>  |
| <b>1 Úvod .....</b>                                                        | <b>13</b> |
| <b>2 Výpočet síly působící ve válci .....</b>                              | <b>15</b> |
| 2.1 Síla ve válci.....                                                     | 15        |
| 2.2 Velikost válce a jeho naklonění .....                                  | 16        |
| 2.3 Určení maximální síly ve válci .....                                   | 17        |
| <b>3 Výpočet průměru šroubů a utahovacího momentu horního úchytu .....</b> | <b>20</b> |
| 3.1 Návrh a kontrola potřebné velikosti šroubů.....                        | 21        |
| 3.2 Výpočet bezpečnosti šroubu .....                                       | 22        |
| 3.3 Výpočet utahovacího momentu .....                                      | 24        |
| <b>4 Výpočet čepu .....</b>                                                | <b>25</b> |
| 4.1 Výpočet horního čepu .....                                             | 25        |
| 4.2 Výpočet dolního čepu .....                                             | 29        |
| 4.3 Výpočet horního čepu pomocí metody MKP .....                           | 32        |
| 4.3.1 Výpočet napětí.....                                                  | 34        |
| 4.3.2 Výpočet deformace.....                                               | 35        |
| 4.4 Výpočet spodního čepu a zástavby pomocí programu Ansys Workbench.....  | 36        |
| 4.4.1 Výpočet napětí.....                                                  | 38        |
| 4.4.2 Výpočet deformace.....                                               | 39        |
| 4.5 Kontrola horního úchytu .....                                          | 40        |
| 4.5.1 Výpočet napětí.....                                                  | 43        |
| 4.5.2 Výpočet deformace.....                                               | 46        |
| <b>5 Výpočet svarů mezi bočnicemi a výztužným plechem .....</b>            | <b>47</b> |
| <b>6 Základní parametry hydroakumulátoru.....</b>                          | <b>50</b> |
| <b>7 Hydraulický okruh .....</b>                                           | <b>52</b> |

|           |                                        |           |
|-----------|----------------------------------------|-----------|
| <b>8</b>  | <b>Zhodnocení.....</b>                 | <b>55</b> |
| <b>9</b>  | <b>Seznam použité literatury .....</b> | <b>58</b> |
| <b>10</b> | <b>Přílohy .....</b>                   | <b>59</b> |



## Seznam použitých symbolů

|                  |                                                        |                    |
|------------------|--------------------------------------------------------|--------------------|
| A                | stříhová plocha                                        | [mm <sup>2</sup> ] |
| D                | průměr čepu                                            | [mm]               |
| D'               | předběžný průměr čepu                                  | [mm]               |
| F <sub>V</sub>   | síla působící ve válci                                 | [N]                |
| F <sub>VX</sub>  | síla působící ve válci v ose x                         | [N]                |
| F <sub>VY</sub>  | síla působící ve válci v ose y                         | [N]                |
| F <sub>1š</sub>  | síla působící na jeden šroub s uvažováním možného rázu | [N]                |
| F <sub>1šs</sub> | síla působící na jeden šroub                           | [N]                |
| H                | zdvih válce                                            | [mm]               |
| I                | moment setrvačnosti                                    | [mm <sup>4</sup> ] |
| L                | délka válce                                            | [mm]               |
| M <sub>K</sub>   | kroutící moment                                        | [Nmm]              |
| M <sub>O</sub>   | ohybový moment                                         | [Nmm]              |
| M <sub>OX</sub>  | ohybový moment od síly F <sub>ox</sub>                 | [Nmm]              |
| M <sub>OY</sub>  | ohybový moment od síly F <sub>oy</sub>                 | [Nmm]              |
| M <sub>tm</sub>  | moment třecí mezi spojovanými součástmi                | [Nmm]              |
| M <sub>TZ</sub>  | moment třecí v závitu                                  | [Nmm]              |
| M <sub>U</sub>   | utahovací moment                                       | [Nm]               |
| P                | rozteč závitu                                          | [mm]               |
| P <sub>P</sub>   | přípustný tlak                                         | [MPa]              |

---

|                   |                                                                        |                    |
|-------------------|------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| R                 | vzdálenost mezi střední částí zadní nápravy a hydraulického válce [mm] |                    |
| Re                | mez kluzu materiálu                                                    | [MPa]              |
| Rby               | zatížení zadní nápravy                                                 | [kN]               |
| R <sub>m</sub>    | mez pevnosti v tahu                                                    | [MPa]              |
| R <sub>p0,2</sub> | mez kluzu v tahu                                                       | [MPa]              |
| S                 | dosedací plocha mezi čepem a úchytem                                   | [mm <sup>2</sup> ] |
| S <sub>p</sub>    | plocha pístu                                                           | [mm <sup>2</sup> ] |
| S <sub>K</sub>    | průměr matice                                                          | [mm]               |
| T/2               | vzdálenost mezi střední částí zadní nápravy a kola                     | [mm]               |
| W <sub>K</sub>    | modul průřezu v krutu                                                  | [mm <sup>3</sup> ] |
| W <sub>O</sub>    | modul průřezu v ohybu                                                  | [mm <sup>3</sup> ] |
| a                 | vzdálenost mezi šrouby                                                 | [mm]               |
| a <sub>1</sub>    | šířka vodorovného svaru                                                | [mm]               |
| a <sub>2</sub>    | délka svislého svaru                                                   | [mm]               |
| b <sub>1</sub>    | vzdálenost mezi střední částí vodorovného svaru a Fvx                  | [mm]               |
| b <sub>2</sub>    | vzdálenost mezi střední částí svislého svaru a Fvy                     | [mm]               |
| d                 | velký průměr závitu                                                    | [mm]               |
| d <sub>DS</sub>   | průměr díry pro šroub                                                  | [mm]               |
| d <sub>v1</sub>   | průměr pístu                                                           | [mm]               |
| d <sub>v2</sub>   | vnější průměr hydroakumulátoru                                         | [mm]               |
| d <sub>2</sub>    | střední průměr závitu                                                  | [mm]               |
| d <sub>3</sub>    | malý průměr závitu                                                     | [mm]               |
| d <sub>3</sub> '  | předběžný malý průměr závitu                                           | [mm]               |

---

---

|            |                                        |       |
|------------|----------------------------------------|-------|
| $f_M$      | součinitel tření na závitu             | [-]   |
| $f_z$      | tření v závitech                       | [-]   |
| $k$        | bezpečnost čepu                        | [-]   |
| $k_{HC}$   | bezpečnosti horního čepu               | [-]   |
| $k_{HU}$   | bezpečnosti horního úchytu             | [-]   |
| $k_s$      | součinitel bezpečnosti proti přetížení | [-]   |
| $k_{SC}$   | bezpečnosti spodního čepu              | [-]   |
| $k_{ZR}$   | bezpečnosti základního rámu            | [-]   |
| $k_1$      | bezpečnost horního čepu v MKP          | [-]   |
| $k_2$      | bezpečnost spodního čepu v MKP         | [-]   |
| $k_3$      | převodní součinitel svaru              | [-]   |
| $k_4$      | převodní součinitel svaru              | [-]   |
| $l_1$      | délka vodorovného svaru                | [mm]  |
| $l_2$      | délka svislého svaru                   | [mm]  |
| $p_D$      | dovolený tlak na otláčení              | [MPa] |
| $s$        | vzdálenost kraje součásti od těžiště   | [mm]  |
| $t$        | tloušťka stěny                         | [mm]  |
| $\alpha$   | naklonění válce                        | [°]   |
| $\alpha_z$ | úhel profilu závitu                    | [°]   |
| $\beta$    | naklonění zadní nápravy                | [°]   |
| $\beta_K$  | součinitel přídavného krutu            | [-]   |
| $\pi$      | ludolfovo číslo                        | [-]   |
| $\rho_z$   | zaoblení dna závitu                    | [mm]  |

---

|                  |                                      |       |
|------------------|--------------------------------------|-------|
| $\sigma_{Dt}$    | dovolené napětí ve šroubu v tahu     | [MPa] |
| $\sigma_{DHA}$   | dovolené napětí hydroakumulátoru     | [MPa] |
| $\sigma_{HCmax}$ | maximální napětí horního čepu        | [MPa] |
| $\sigma_O$       | napětí způsobené ohybovým namáháním  | [MPa] |
| $\sigma_{O1}$    | napětí obvodové                      | [MPa] |
| $\sigma_{red}$   | redukované napětí                    | [MPa] |
| $\sigma_{red2}$  | redukované napětí hydroakumulátoru   | [MPa] |
| $\sigma_{r1}$    | radiální napětí                      | [MPa] |
| $\sigma_t$       | napětí v tahu                        | [MPa] |
| $\sigma_{t1}$    | obvodové napětí                      | [MPa] |
| $\tau_K$         | napětí způsobené namáháním v krutu   | [MPa] |
| $\tau_S$         | napětí způsobené namáháním ve stříhu | [MPa] |
| $\tau_{\perp}$   | napětí ve svaru v kolmém směru       | [MPa] |
| $\tau_{//}$      | napětí ve svaru ve vodorovném směru  | [MPa] |
| $\varphi'$       | redukovaný třecí úhel                | [°]   |
| $\psi$           | úhel stoupání závitu                 | [°]   |

## 1 Úvod

Cílem mé diplomové práce je vhodně navrhnout zástavbu hydropneumatické pružící jednotky na zadní poloose Tatry 4x4 pro zatížení 10 tun.

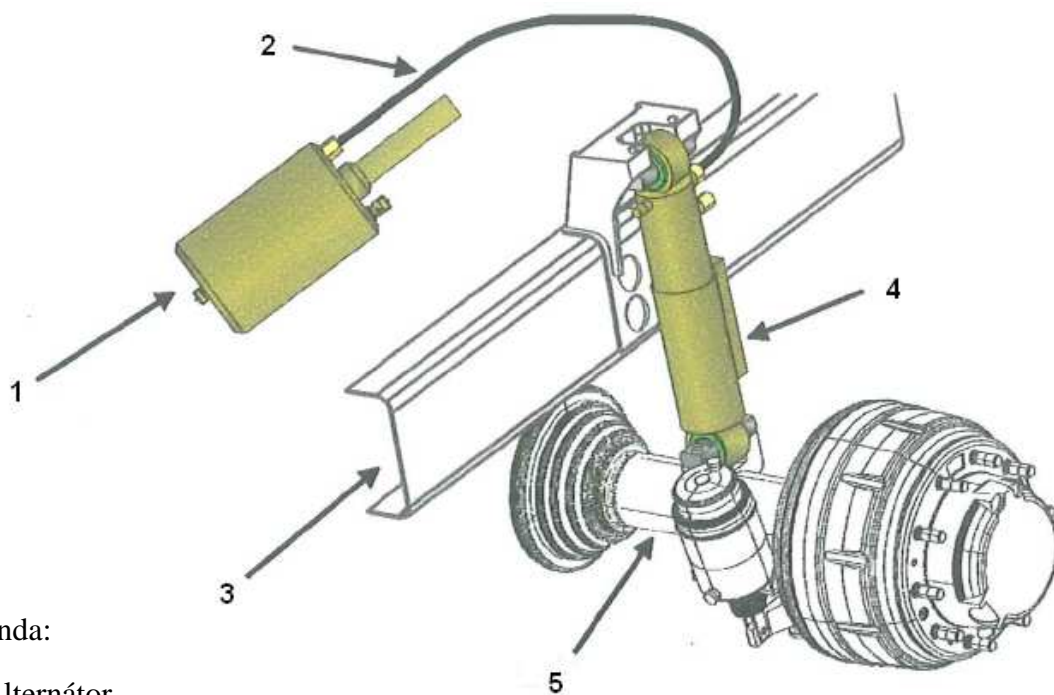
Spojením principů hydrauliky a elektrického zpracování nabízí nová generace hydropneumatického pérování nové, v oblasti odpružení, dosud nevídané možnosti. Hydropneumatické pérování je inteligentní, aktivní a autoadaptabilní, k zajištění vysokého komfortu a maximální bezpečnosti. Autoadaptabilní se vyznačuje automatickou změnou světlé výšky vozidla v závislosti na rychlosti a stavu vozovky.

Hydropneumatická pružící jednotka se vyznačuje tím, že pracuje s konstantní hmotností pružícího plynu (obvykle dusík). Typickým představitelem této pružiny je pružící jednotka umístěna na všech čtyřech kolech osobních vozidel typu Citroën. Díky svým výborným vlastnostem se používá v letectví, automobilovém průmyslu a především ve vojenství, např. u moderních vojenských vozidel SEP 8x8 (Obr. 1.1).



Obr. 1.1 SEP 8x8

Na obr. 1.2 je znázorněn starší typ pérování, kdy alternátor (zdroj tlakové kapaliny) je mimo hydraulický válec. Na nové hydropneumatické pružící jednotce je alternátor integrován přímo na pružící jednotce a díky tomu řešení se nemusí řešit místo pro umístění alternátorů.



Legenda:

- 1 – Alternátor
- 2 - Hadice
- 3 – Základní rám
- 4 – Hydraulický válec
- 5 – Zadní poloosa

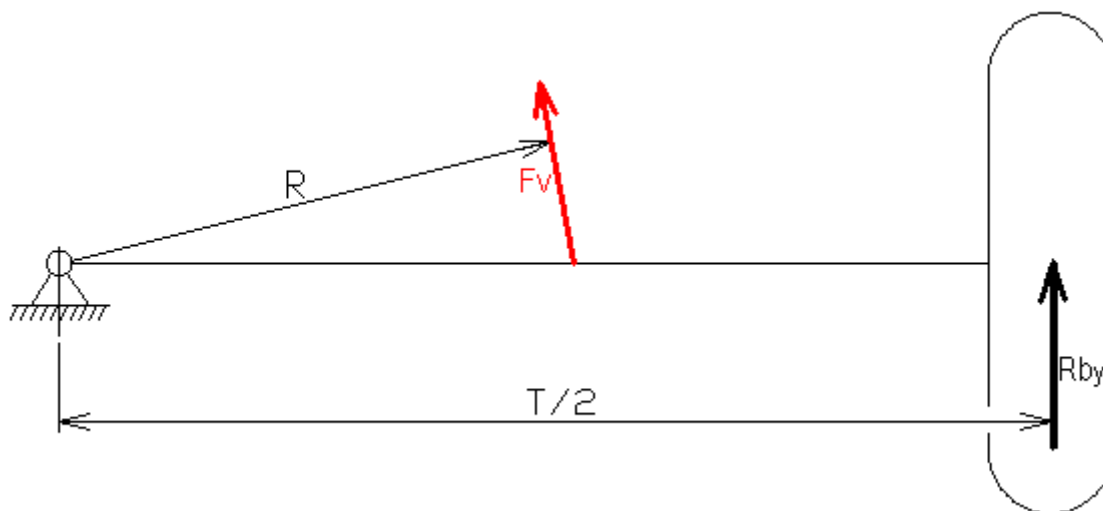
Obr. 1.2 Náskres zástavby hydraulického válce

## 2 Výpočet síly působící ve válci

Síla, která působí ve válci, je velice podstatná při výpočtu šroubů, zástavby a čepů. Horní a dolní oka pro uchycení hydropneumatické pružicí jednotky se nacházejí na základním rámu a na zadní nápravě nákladního automobilu.

### 2.1 Síla ve válci

Ze zadaných hodnot se vypočte požadovaná síla. Na obr. 2.1 je zobrazeno základní kinematické schéma působících sil na zadní nápravu nákladního automobilu.



Obr. 2.1 Schéma působící síly ve válci

- Vzdálenost mezi střední částí zadní nápravy a hydraulického válce  $R = 654,8$  [mm]
- Vzdálenost mezi střední částí zadní nápravy a kola  $T/2 = 1037$  [mm]
- Zatížení zadní nápravy  $R_{by} = 50$  [kN]

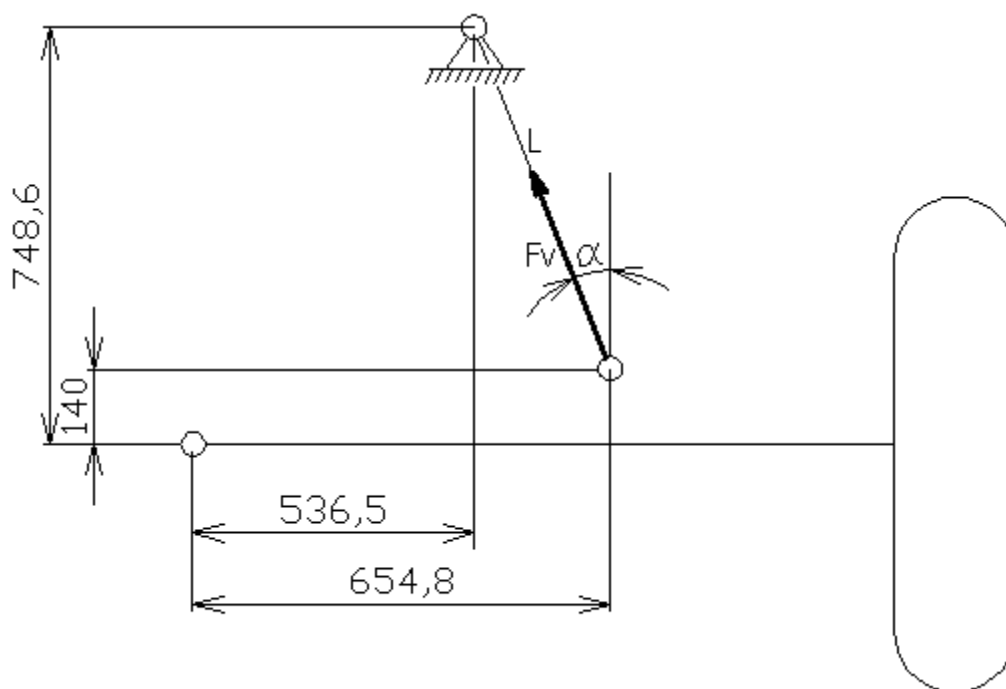
$$\sum M_i = 0$$

$$R_{by} \cdot \frac{T}{2} = F_v \cdot R \quad (2.1)$$

$$F_v = \frac{R_{by} \cdot \frac{T}{2}}{R} = \frac{50000 \cdot 1037}{654,8} = 79184,5 \text{ [N]}$$

## 2.2 Velikost válce a jeho naklonění

Při výpočtu naklonění a velikosti hydropneumatické pružící jednotky se vychází ze zadaných vzdáleností od středu zadní nápravy. Na obr. 2.2 je zobrazeno umístění horního a dolního oka, do kterého je uchycena pružící jednotka, vzhledem ke středu diferenciálu zadní nápravy.



Obr. 2.2 Vzdálenosti válce od středu zadní nápravy

Pomocí goniometrických funkcí pak dopočítáme zbylé parametry. Konkrétně se jedná o délku a naklonění válce.

Délka válce -  $L$

Naklonění válce -  $\alpha$

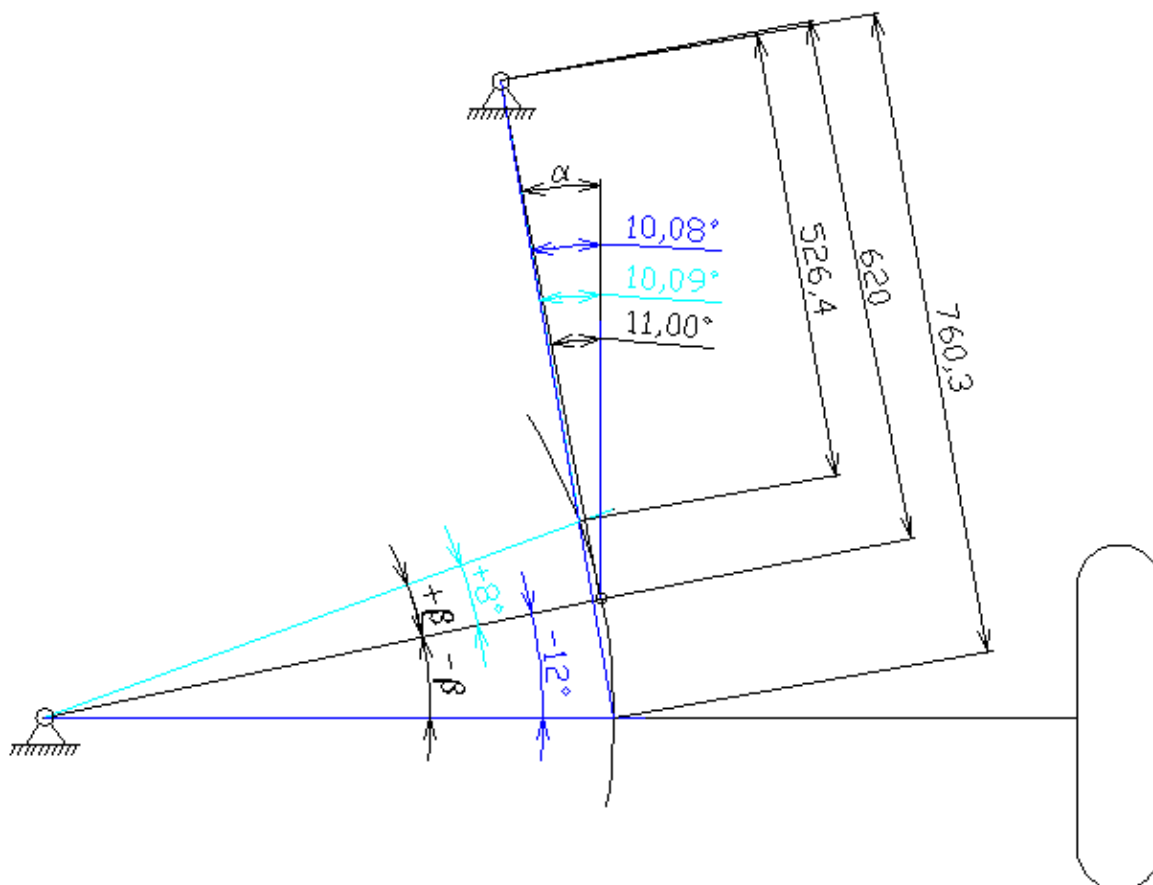
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{654,8 - 536,5}{748,6 - 140} = \frac{118,3}{608,6} \Rightarrow \alpha = 11[^\circ] \quad (2.2)$$

$$\sin \alpha = \frac{654,8 - 536,5}{L} \Rightarrow L = \frac{118,3}{\sin 11^\circ} = 620 [mm] \quad (2.3)$$



## 2.3 Určení maximální síly ve válci

Náklon zadní nápravy se může pohybovat v rozmezí hodnot  $\beta = \langle +8^\circ, -12^\circ \rangle$  (obr. 2.3). V závislosti na úhlu naklonění zadní nápravy  $\beta$  se mění úhel naklonění válce  $\alpha$ , a tím také zatížení v hydraulickém válci. Výpočet byl proveden pomocí geometrického nákresu v programu AutoCAD. Z tohoto nákresu byl odečten potřebný úhel  $\alpha$  (obr. 2.3), při mezních hodnotách naklonění zadní nápravy (úhlu  $\beta$ ).



Obr. 2.3 Naklání zadní nápravy

Pro naklonění zadní nápravy o  $-12^\circ$ :

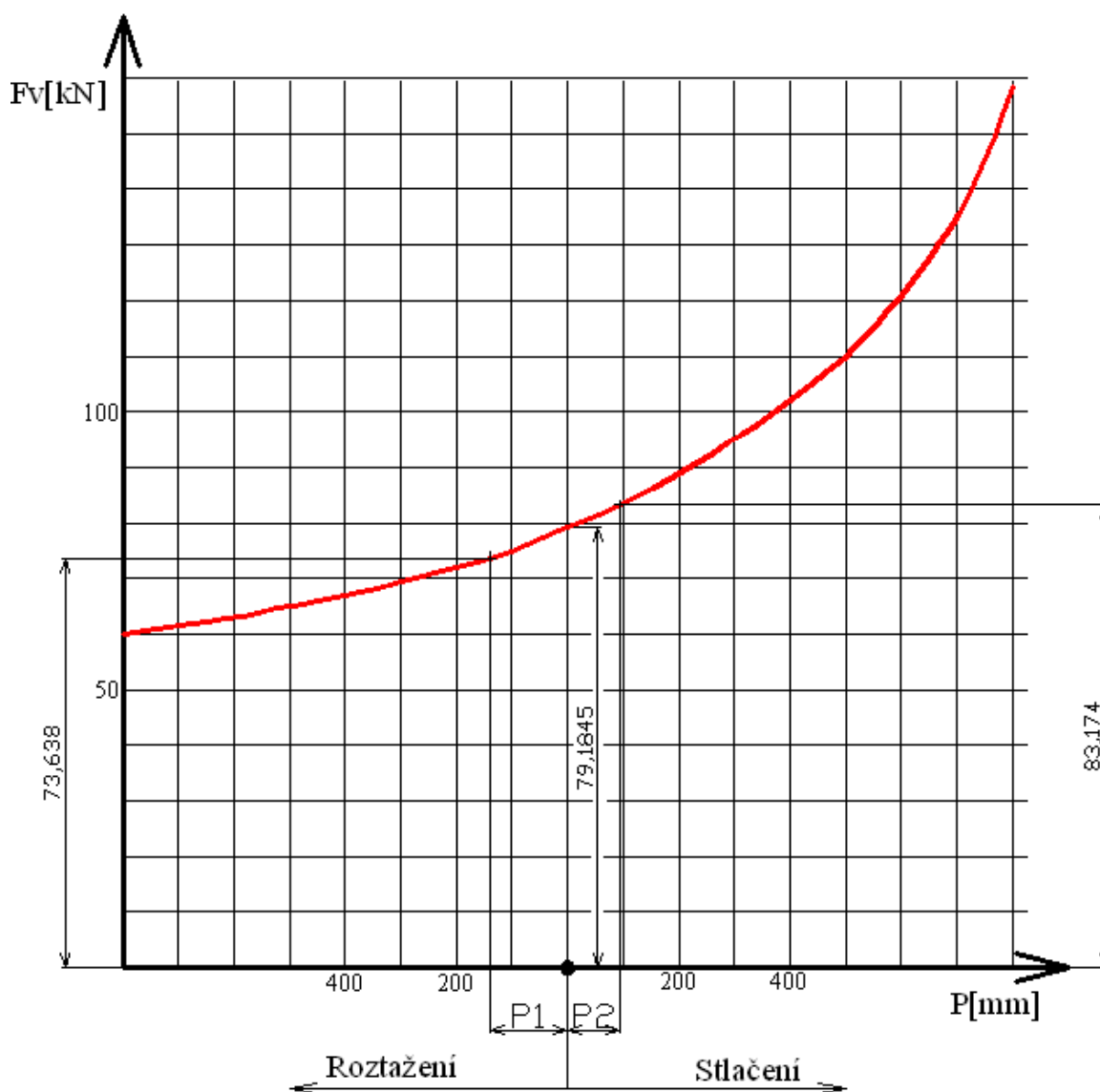
$$P1 = 760,3 - 620 = 140,3 \text{ [mm]} \quad (2.4)$$

Pro naklonění zadní nápravy o  $+8^\circ$ :

$$P2 = 620 - 526,4 = 93,6 \text{ [mm]} \quad (2.5)$$

$$\text{Zdvih válce: } H = 760,3 - 526,4 = 233,9 \text{ [mm]} \quad (2.6)$$

Pomocí vypočtených vzdáleností  $P_1$  a  $P_2$  a charakteristiky hydropneumatické pružící jednotky se odečte z grafu (podle zadání Tatry a.s.) maximální síla, která působící ve válci.



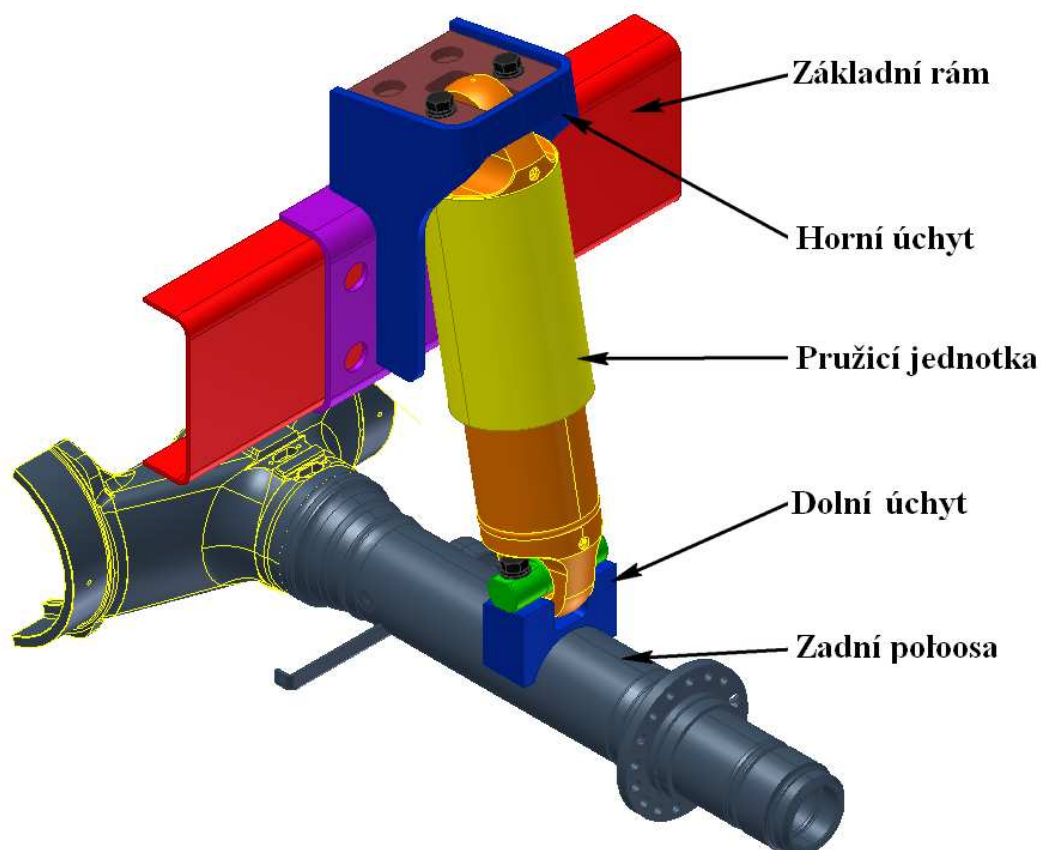
Obr. 2.4 Charakteristika hydropneumatické pružící jednotky

| $\beta [^\circ]$ | $\alpha [^\circ]$ | Vzdálenost $P$ [mm] | $F_v$ [N] |
|------------------|-------------------|---------------------|-----------|
| 8                | 10,09             | 526,4               | 83 174,00 |
| 0                | 11                | 620                 | 79 184,50 |
| -12              | 10,08             | 760,3               | 73 638,00 |

Po vyhodnocení odečtených a vypočtených hodnot je zřejmé, že maximální zatížení zadní nápravy nákladního automobilu vznikne při  $\beta = +8^\circ$  (tomuto stavu odpovídá, že kolo najede na překážku a dojde ke stlačení pružícího válce).

### 3 Výpočet průměru šroubů a utahovacího momentu horního úchytu

Na obr. 3.1 je zobrazen návrh zástavby hydropneumatické pružící jednotky s popisem jednotlivých částí.



Obr. 3.1 Zástavba hydropneumatické pružící jednotky

Při návrhu šroubů je nutno vycházet z požadavků firmy Tatra. Hlavním požadavkem bylo, že šrouby budou počítány staticky, avšak se zohledněním možného rázu, který může nastat v případě prudkého dosednutí kola s pneumatikou při jízdě v těžkém terénu. Výsledkem tohoto zohlednění je, že celá konstrukce bude kontrolována staticky, avšak na dvojnásobné zatížení.

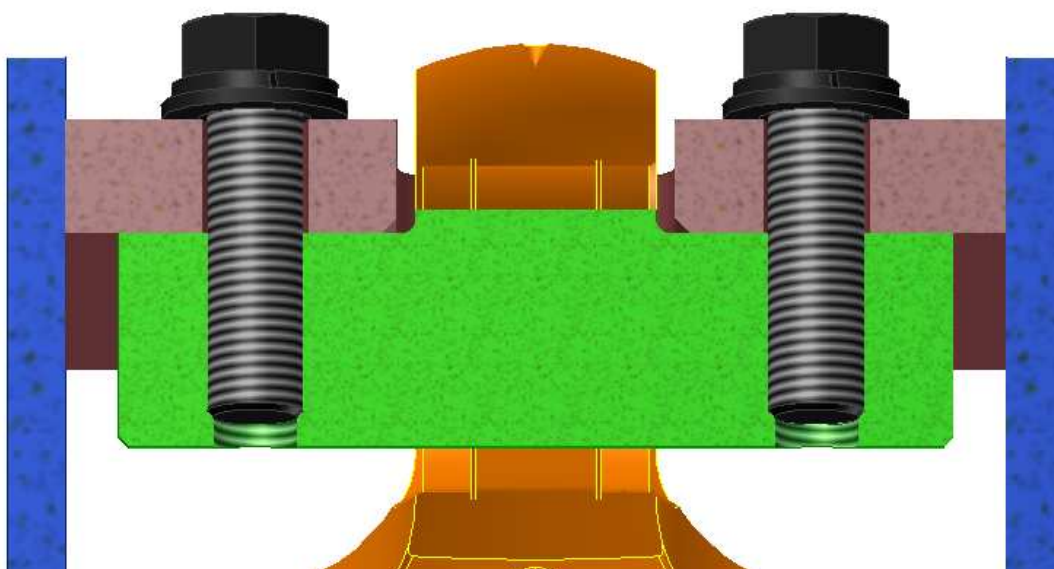
Šrouby se, z důvodů namáhání značnou silou a působení vnějších vlivů (např. voda, bahno, atd.), volí z vysokopevnostního materiálu o třídě pevnosti 12.9 a díky povrchové úpravě dosahují výborných vlastností např. (antikoroze).

Mez kluzu v tahu:  $R_{p0,2} = 1080[MPa]$

Mez pevnosti v tahu:  $R_m = 1200[MPa]$

### 3.1 Návrh a kontrola potřebné velikosti šroubů

Pro návrh a kontrolu šroubů, které upevňují čep, je nutno znát zatěžující síly. Po konzultaci ve firmě Tatra bylo dohodnuto, že tyto šrouby budou kontrolovány na dvojnásobnou sílu vznikající v hydropneumatické pružící jednotce.



Obr. 3.1 Horní úchyt, ve kterém je uchycen hydraulický válec

Síla působící na 1 šroub:

$$F_{1\text{š}} = \frac{F_v}{2} = \frac{83174}{2} = 41587[N] \quad (3.1)$$

Pro výpočet s uvažováním možného rázu:

$$F_{1\text{š}} = 2 \times 41587 = 83174[N] \quad (3.2)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_d \leq \sigma_{dt} \quad (3.3)$$

$$\frac{F_{1s} \cdot 4}{\pi \cdot d_3'^2} \cdot \beta_K \leq \frac{R_{p0,2}}{k_s} \Rightarrow d_3'$$

$$d_3' = \sqrt{\frac{\beta_K \cdot 4 \cdot F_{1s} \cdot k_s}{\pi \cdot R_{p0,2}}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 83714 \cdot 2,5}{\pi \cdot 1080}} = 17,851 [mm], \quad (3.4)$$

kde  $k_s$  – součinitel bezpečnosti proti přetížení [-] (1,5 až 2,5) určeno podle [1],

$\beta_K$  – součinitel přidavného krutu [-] (1,3 ÷ 1,4) určeno podle [1]

Podle vypočteného  $d_3'$  se vybírá z ČSN 01 4013 nejbližší vyšší normalizovaná hodnota pro metrický závit. Volím metrický závit M20x1. Parametry tohoto závitu jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 Parametry závitu:

| Význam         | Prvek           | Rozměr                           | Jednotky |
|----------------|-----------------|----------------------------------|----------|
| Rozteč         | P               | 1                                | [ mm ]   |
| Velký průměr   | Ød              | 20                               | [ mm ]   |
| Střední průměr | Ød <sub>2</sub> | 19,350                           | [ mm ]   |
| Malý průměr    | Ød <sub>3</sub> | 18,773                           | [ mm ]   |
| Úhel profilu   | $\alpha_z$      | 60                               | [ ° ]    |
| Zaoblení dna   | $\rho_z$        | 0,144337561 ( $\rho_z \cdot P$ ) | [ mm ]   |

### 3.2 Výpočet bezpečnosti šroubu

Před montáží bude šroub namazán mazací pastou pro snížení tření v závitech.

$f_z$  - tření v závitech -  $f_z = 0,15$  [-], určeno podle [1]

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1}{\pi \cdot 19,350} = 0,9396[^\circ]$$

$$(3.5) \varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} = \arctg \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 9,8264[^\circ]$$

(3.6)

Podmínka samosvornosti:

$$\varphi' \geq \psi$$

podmínka splněna

Výpočet tahového napětí:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_{1\dot{s}}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 83174}{\pi \cdot 18,773^2} = 300,49[MPa] \quad (3.7)$$

Výpočet krutu:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_{1\dot{s}} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\tau \cdot d_3^3}{16}} = \frac{83174 \cdot \operatorname{tg}(0,9396 + 9,8264) \cdot \frac{19,350}{2}}{\frac{\pi \cdot 18,773^3}{16}} = 117,78[MPa] \quad (3.8)$$

Pevnostní kontrola provedena dle HMM hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_K^2} \leq \sigma_{Dt} = \frac{R_{p0,2}}{k_s} \Rightarrow k_s \quad (3.9)$$

Výsledná bezpečnost šroubu:

$$k_s = \frac{R_{p0,2}}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_K^2}} = \frac{1080}{\sqrt{(300,49)^2 + 4 \cdot (117,78)^2}} = 2,83[-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.10)$$

- $k_s$  doporučené hodnoty  $k_s = \langle 1,5 \div 3 \rangle$  podle [1]

### 3.3 Výpočet utahovacího momentu

Moment tření v závitu:

$$M_{tz} = \frac{d_2}{2} \cdot F_{1s} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = \frac{19,35}{2} \cdot 83174 \cdot \operatorname{tg}(0,94 + 11,74) = 181053,74 [Nmm] \quad (3.11)$$

Moment tření mezi spojovanými částmi (matice k podložce):

$$M_{tm} = F_{tm} \cdot \frac{S_k + d_{DS}}{4} \quad (3.12)$$

$$M_{tm} = F_{1s} \cdot f_M \cdot \frac{S_k + d_{DS}}{4} = 83174 \cdot 0,15 \cdot \frac{30 + 22}{4} = 162189,3 [Nmm],$$

kde  $f_M$  - součinitel tření mezi maticí a podložkou,  $f_M = 0,15[-]$  podle [1]

$S_K$  – průměr matice [mm], podle [3]

$d_{DS}$  - průměr díry pro šroub [mm],  $d_{DS} = 22 [mm]$  podle [1]

Utahovací moment:

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} = 181053,74 + 162189,3 = 343\,243,04 [Nmm] = 343,24 [Nm] \quad (3.13)$$

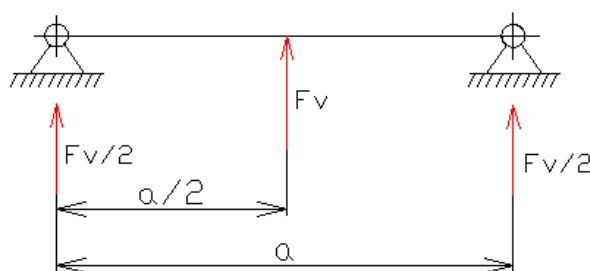
Stejný výpočet platí i pro šrouby dolního úchyty.



## 4 Výpočet čepu

Tyto čepy jsou namáhány kombinovaným zatížením a jsou tedy na ně kladeny vyšší požadavky, co se týká bezpečnosti. Čepy jsou vyrobeny ze slitinové oceli třídy 15. Konkrétně z materiálu ČSN 41 5230. Čepy budou chemickotepečně zpracovány. Mez kluzu u tohoto materiálu je  $R_{p02} = 735$  [MPa]. Po konzultaci ve firmě Tatra, byla zvolena minimální bezpečnost  $k=2[-]$ . Výpočet je proveden pro srovnání ručně a také pomocí programu Ansys Workbench.

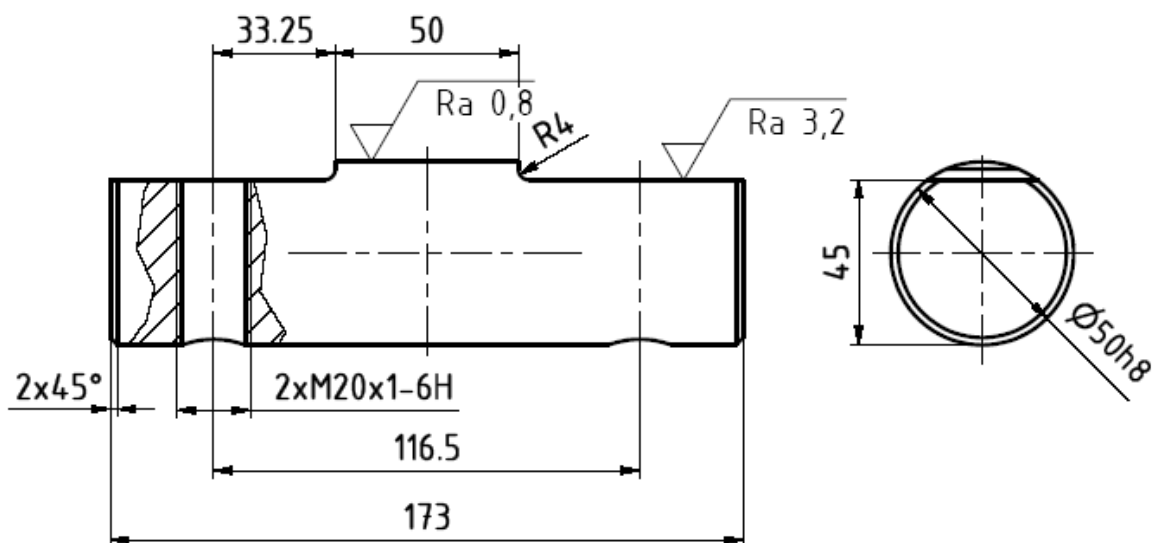
Síly, které působí na oba čepy, jsou znázorněny na obr. 4.1.



Obr. 4.1 Kinematické schéma horního a dolního čepu

### 4.1 Výpočet horního čepu

Na obr. 4.4 je zobrazen 3D model horního čepu. Tento čep je uchycen pomocí dvou šroubů k hornímu držáku. Čep je kontrolován staticky, ale se zohledněním možného rázu, na dvojnásobné zatížení.



Obr. 4.2 Náčrtek horního čepu

Určení průměru čepu:

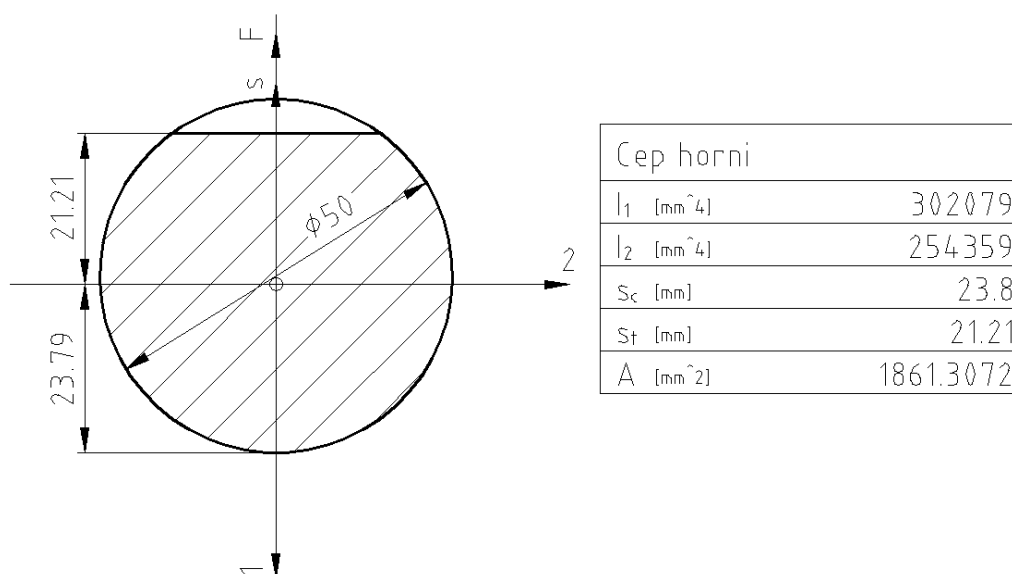
Z tohoto výpočtu se určí předběžně  $\varnothing$  čepu, z kterého se zvolí potřebné rozměry čepu a ty se následně zkontrolují.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_v/2 \cdot 33,25}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} \leq \sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{k} \Rightarrow D' \quad (4.1)$$

$$D' = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_v/2 \cdot 33,25 \cdot k}{\pi \cdot R_{p0,2}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 83174 \cdot 33,25 \cdot 2}{\pi \cdot 735}} = 42,48[\text{mm}] \dots\dots \text{volím } D = \varnothing 50[\text{mm}]$$

Kontrola na ohyb v místě A:

Z předběžného vypočítaného průměru čepu  $\varnothing D$  se zvolil potřebný tvar. Moment setrvačnosti  $I$  a stříhová plocha  $A$  byly spočteny pomocí programu AutoCad Mechanical. Pomocí momentu setrvačnosti byl posléze vypočítán modul průřezu v ohybu.



Obr. 4.3 Výpočet momentu setrvačnosti  $I$  a stříhové plochy  $A$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_v/2 \cdot 33,25}{\frac{I_2}{S_t}} \leq \sigma_D \quad (4.2)$$

$$\sigma_o = \frac{83174 \cdot 33,25 \cdot 21,21}{254359} = 230,6[\text{MPa}]$$

Kontrola na střih v místě A:

Střížná plocha A horního čepu v místě střihu viz Obr. 4.3.

$$\tau_s = \frac{F_v/2}{A} \leq \tau_{Ds} \quad (4.3)$$

$$\tau_s = \frac{83174}{1861,3} = 44,68[MPa]$$

Kontrola na ohyb v místě B:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_v/2 \cdot \frac{116,5}{2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} \leq \sigma_D \quad (4.4)$$

$$\sigma_o = \frac{83174 \cdot 116,5 \cdot 32}{\pi \cdot 50^3 \cdot 2} = 394,8[MPa]$$

Kontrola na střih v místě B:

$$\tau_s = \frac{F_v/2}{A} \leq \tau_{Ds} \quad (4.5)$$

$$\tau_s = \frac{166348 \cdot 4}{\pi \cdot 50^2} = 84,72[MPa]$$

Pevnostní kontrola provedena dle HMM hypotézy:

Tato kontrola bude provedena v místě B na obr. 4.2, protože v tomto místě vzniká největší napětí.

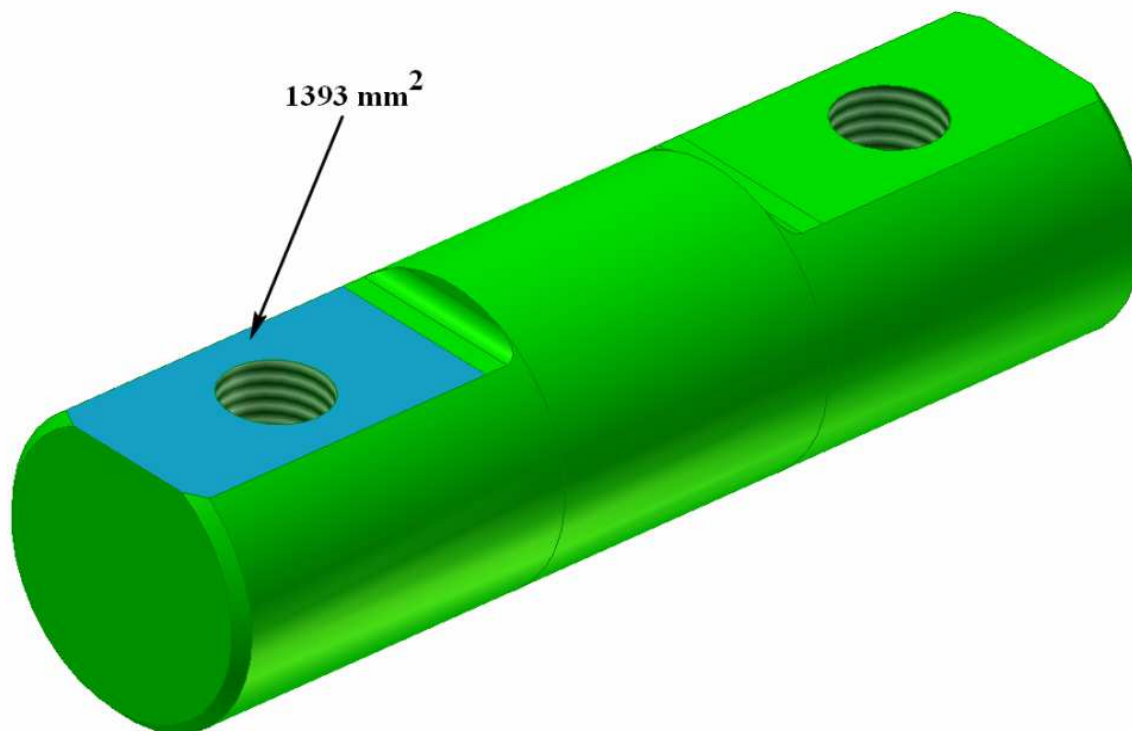
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{Dr} = \frac{R_{p0,2}}{k_s} \Rightarrow k_s \quad (4.6)$$

Výsledná bezpečnost čepu:

$$k_{HC} = \frac{R_{p0,2}}{\sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2}} = \frac{735}{\sqrt{(394,8)^2 + 3 \cdot (84,72)^2}} = 1,74[-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.7)$$

Kontrola na otláčení:

Jelikož je čep uložen pevně, volím dovolený tlak na otláčení  $p_D=150$  [MPa]. Dosedací plocha byla změřena pomocí programu Inventor 2009 (Obr. 4.4).



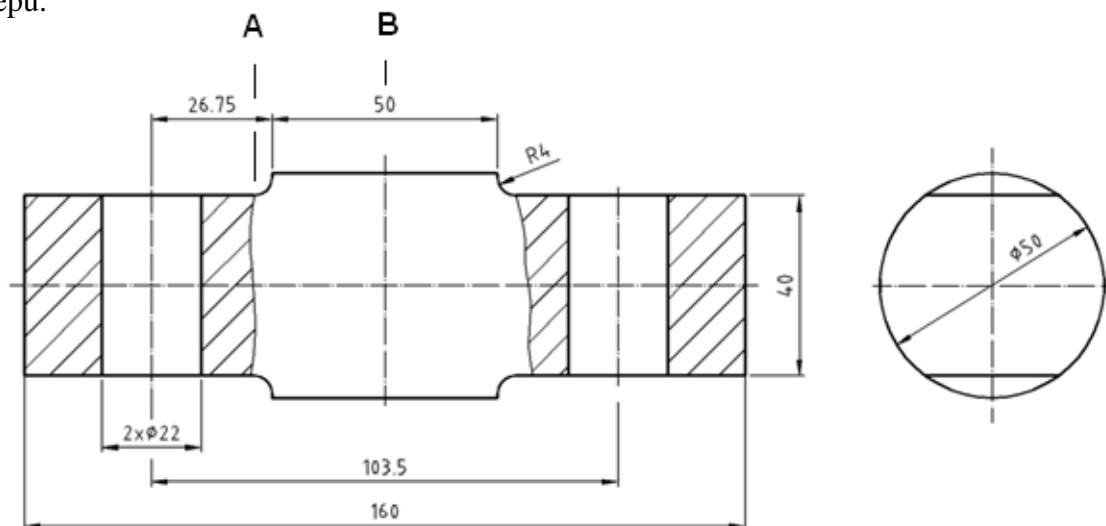
Obr. 4.4 3D model horního čepu

Přenášená síla:  $F_{MAX} = 166348 [N]$

$$p = \frac{F_{max}}{2 \cdot S} = \frac{166348}{2 \cdot 1393} = 59,7 [MPa] < p_D \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.8)$$

## 4.2 Výpočet dolního čepu

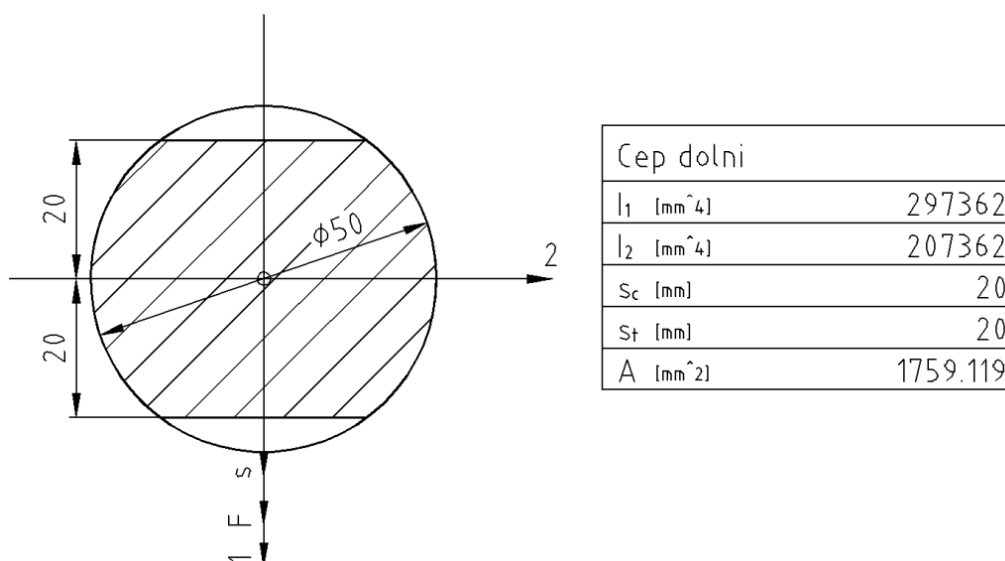
Tento čep je uchycen pomocí dvou šroubů k dolnímu oku. Čep je kontrolován staticky, ale se zohledněním možného rázu na dvojnásobné zatížení. Čep je zatížen spojitým zatížením v prostřední části čepu. Na obr. 4.7 je zobrazen 3D model horního čepu.



Obr. 4.5 Náčrsek dolního čepu

### Kontrola na ohyb v místě A:

Z předběžného vypočítaného průměru čepu  $\varnothing D$  se zvolil potřebný tvar. Moment setrvačnosti  $I$  a stříhová plocha  $A$  byly spočteny pomocí programu AutoCad Mechanical. Pomocí momentu setrvačnosti byl posléze vypočítán modul průřezu v ohybu.



Obr. 4.6 Výpočet momentu setrvačnosti  $I$  a stříhové plochy  $A$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_v/2 \cdot 26,75}{\frac{l_2}{s_t}} \leq \sigma_D \quad (4.9)$$

$$\sigma_o = \frac{83174 \cdot 26,75 \cdot 20}{207362} = 214,6 [MPa]$$

Kontrola na stříh v místě A:

Střížná plocha A horního čepu v místě stříhu viz obr. 4.6.

$$\tau_s = \frac{F_v/2}{A} \leq \tau_{DS} \quad (4.10)$$

$$\tau_s = \frac{83174}{1759,119} = 47,28 [MPa]$$

Kontrola na ohyb v místě B:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_v/2 \cdot \frac{103,5}{2}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} \leq \sigma_D \quad (4.11)$$

$$\sigma_o = \frac{83174 \cdot 103,5 \cdot 32}{\pi \cdot 50^3 \cdot 2} = 350,74 [MPa]$$

Kontrola na stříh v místě B:

$$\tau_s = \frac{F_v/2}{A} \leq \tau_{DS} \quad (4.12)$$

$$\tau_s = \frac{166348 \cdot 4}{\pi \cdot 50^2} = 84,72 [MPa]$$

Pevnostní kontrola provedena dle HMM hypotézy:

Tato kontrola bude provedena v místě B na obr. 4.2, protože v tomto místě vzniká největší napětí.

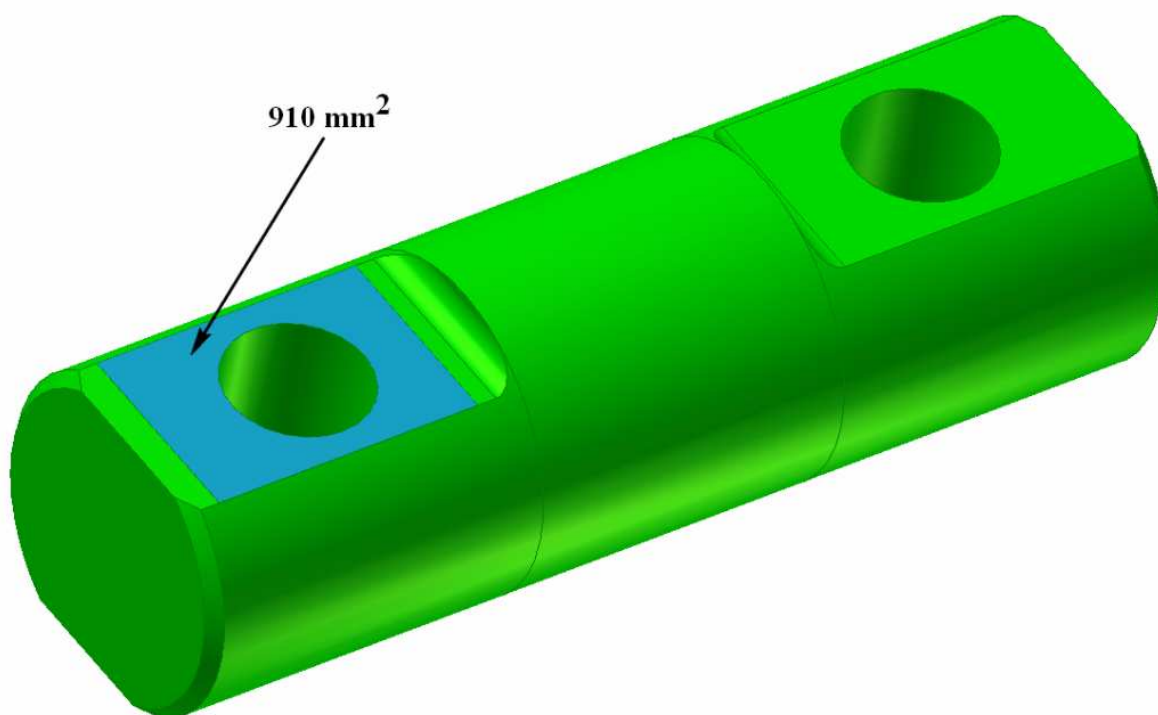
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{Dt} = \frac{R_{p0,2}}{k_s} \Rightarrow k_{sc} \quad (4.13)$$

Výsledná bezpečnost čepu v místě A:

$$k_{sc} = \frac{R_{p0,2}}{\sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2}} = \frac{735}{\sqrt{(350,74)^2 + 3 \cdot (84,72)^2}} = 1,93[-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.14)$$

Kontrola na otláčení:

Jelikož je čep uložen pevně, volím dovolený tlak na otláčení  $p_D=150$  [MPa]. Dosedací plocha byla změřena pomocí programu Inventor 2009 (Obr. 4.7).



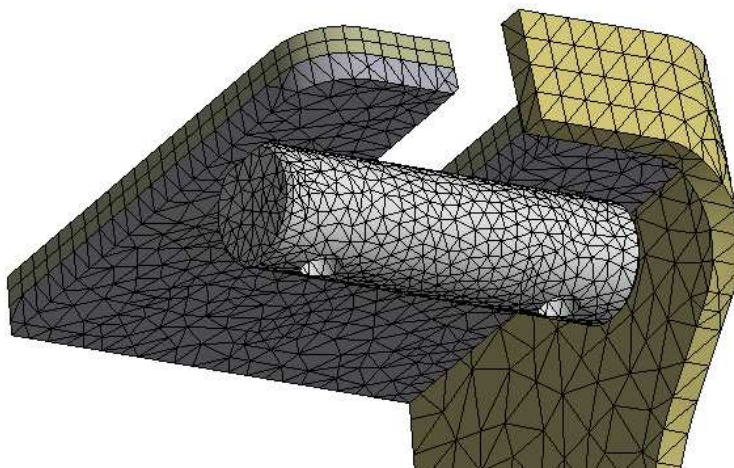
Obr. 4.7 3D model dolního čepu

Přenášená síla:  $F_{MAX} = 166348[N]$

$$p = \frac{F_{max}}{2 \cdot S} = \frac{166348}{2 \cdot 910} = 91,4[MPa] < p_D \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.15)$$

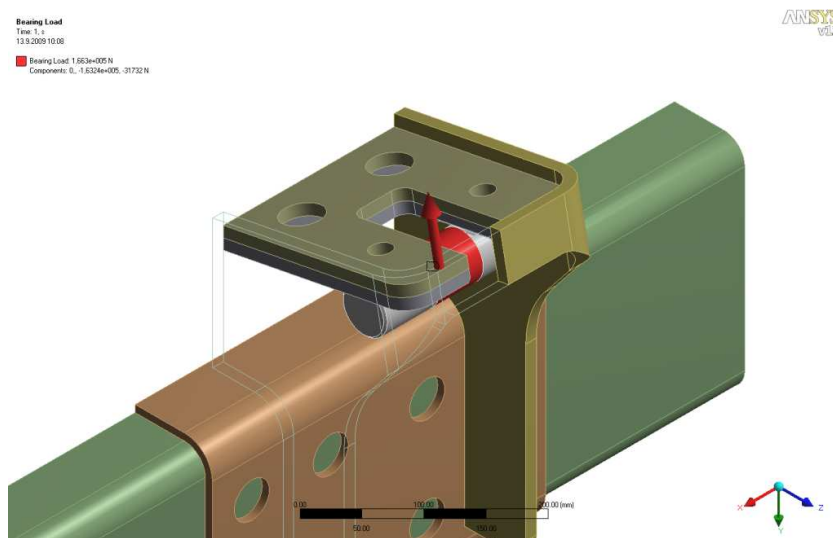
### 4.3 Výpočet horního čepu pomocí metody MKP

Jelikož jsou na čepu místa s možnou koncentrací napětí, byla provedena také kontrola pomocí metody MKP. Tato kontrola byla provedena v programu Ansys Workbench. Model byl namodelován v programu Inventor 2009.



Obr. 4.8 Vysíťování horního čepu a horních desek

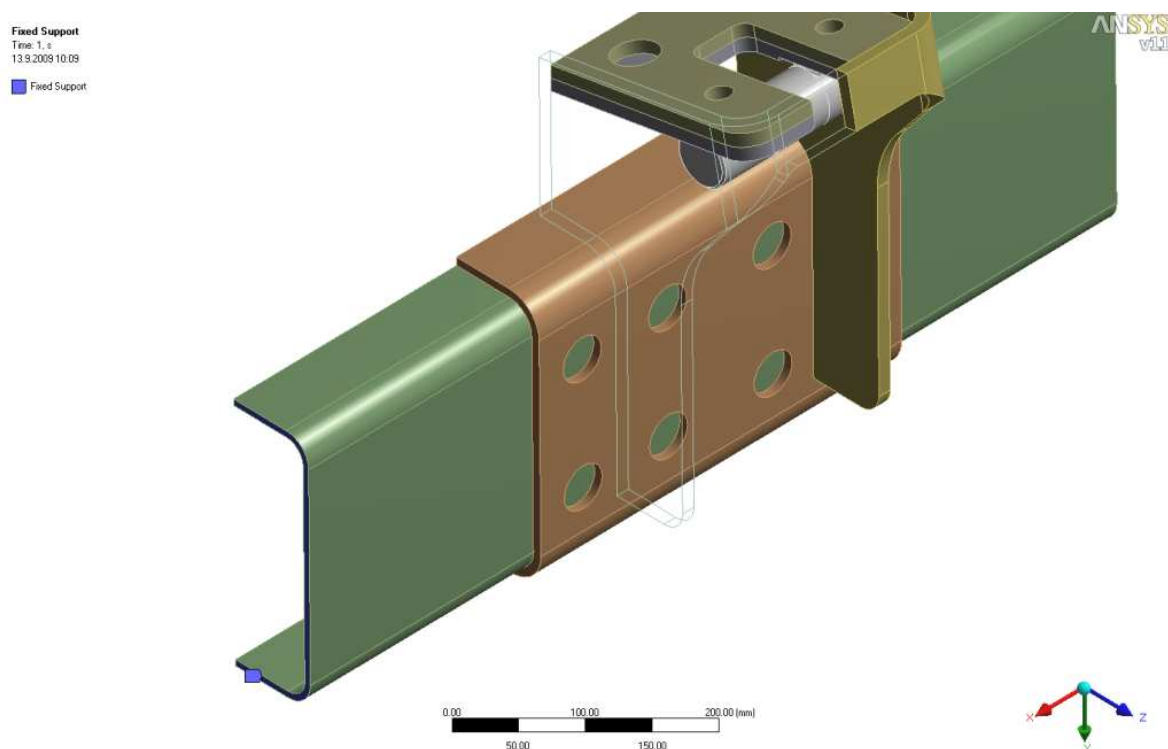
Levá strana bočnice (Obr. 4.8) není z důvodu lepší názornosti zobrazena. Síťování čepu je co nejjemnější pro dosažení přesných výsledků. Síla byla umístěna na střed horního čepu (Obr. 4.9). Síla je rozložena do směrů osy  $Y=-163\,240$  [N] a  $Z=-31\,732$  [N], tak aby výslednice byla skloněna pod požadovaným úhlem  $11[^\circ]$ . Byla použita funkce Bearing Load.



Obr. 4.9 Umístění zatěžující síly na čep



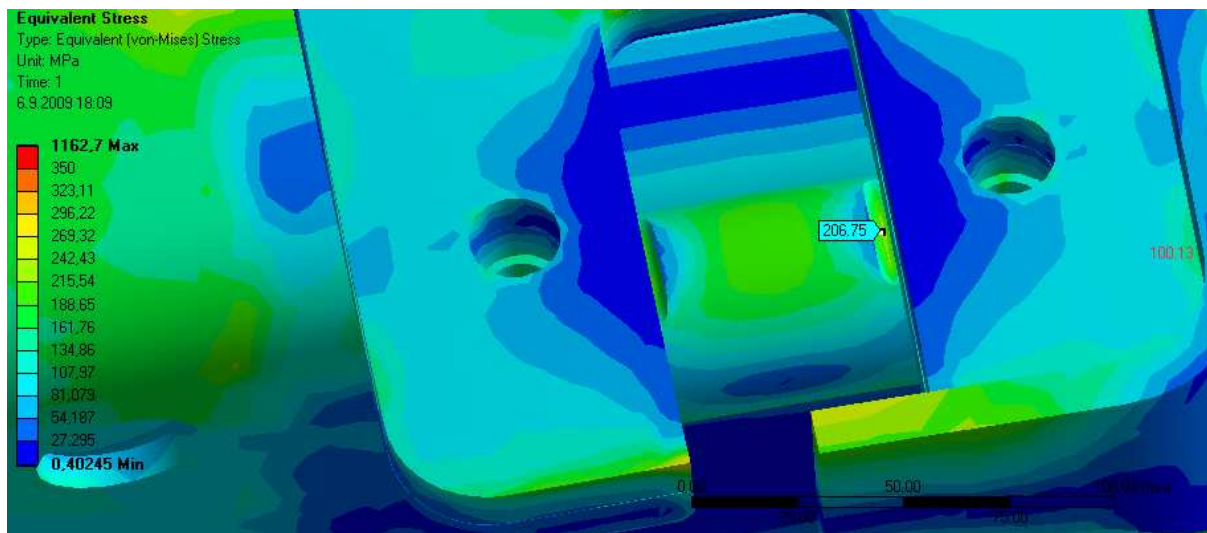
Na oba konce nosného rámu (Obr. 4.10), byly umístěny pevné vazby. V těchto místech budou vznikat napěťové špičky, na které nebude brán zřetel, protože ve skutečnosti tyto napěťové špičky na koncích tohoto rámu nebudou. Je také nutné zkontrolovat celý rám jako celek, toto ale není obsahem této diplomové práce.



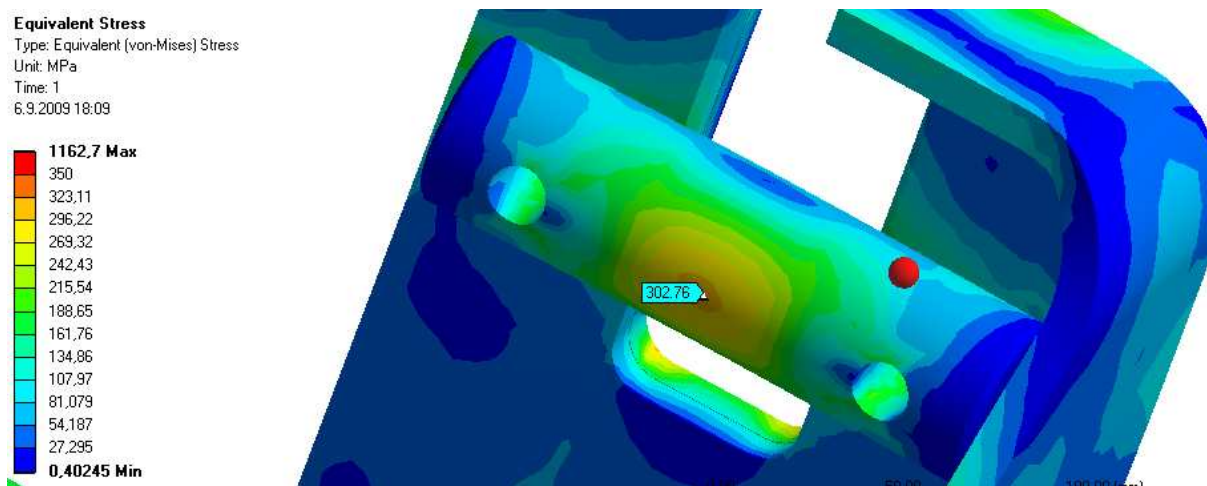
Obr. 4.10 Umístění pevných vazeb na základním rámu

#### 4.3.1 Výpočet napětí

Na obr. 4.11 a obr. 4.12 jsou zobrazeny výsledky napětí dle hypotézy HMM. Na stupnici je maximální napětí 1162[MPa]. Toto napětí vzniklo v místě uchycení pevných vazeb na nosném rámu. Pro lepší barevné rozlišení, byla mezní hodnota snížena na 350[MPa].



Obr. 4.11 Zobrazení maximálního napětí na horní části čepu



Obr. 4.12 Zobrazení maximálního napětí na spodní části čepu

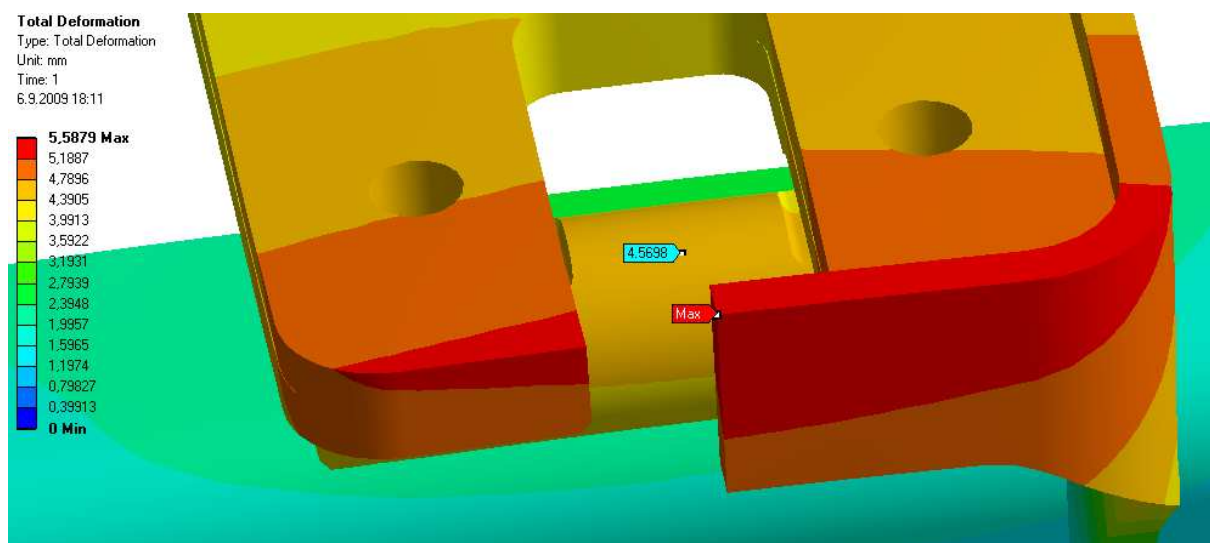
Z obr. 4.11 a 4.12 je patrné, že maximální napětí je  $\sigma_{HC\max} = 302,76 [MPa]$ . Toto napětí se nachází na spodní části čepu.

Výpočet bezpečnosti:

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{735}{302,76} = 2,42 [-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.16)$$

#### 4.3.2 Výpočet deformace

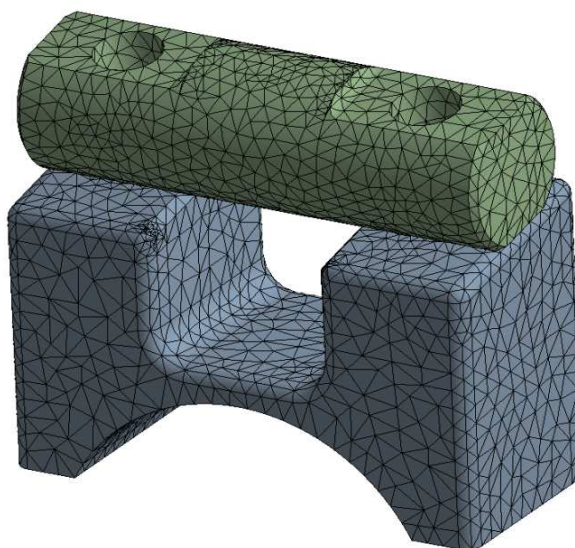
Na obr. 4.13 je zobrazena deformace čepu a horního držáku. Velikost deformace čepu nebude ve skutečnosti takto velká. Deformace je braná celkově i s protažením bočnic horního držáku. Velikost deformace je pro dané zatížení a využití konstrukce vyhovující (po konzultaci ve firmě Tatra).



Obr. 4.13 Deformace horního čepu

#### 4.4 Výpočet spodního čepu a zástavby pomocí programu Ansys Workbench

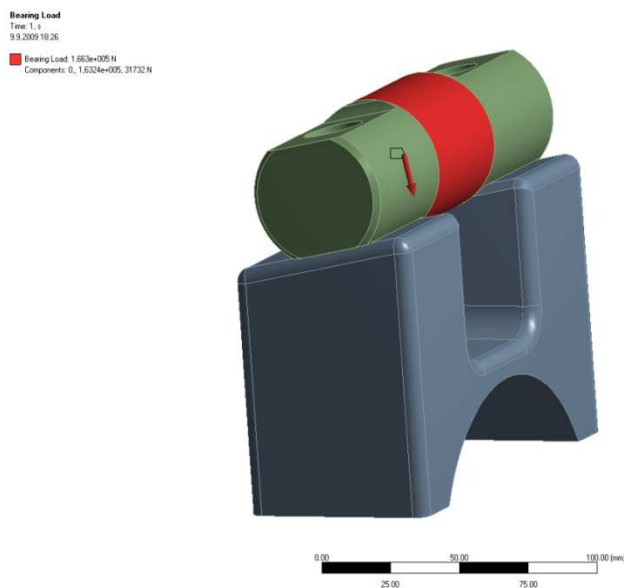
Jelikož jsou na dolním čepu místa s možnou koncentrací napětí, byla provedena opět kontrola pomocí metody MKP. Tato kontrola byla provedena v programu Ansys Workbench, a to jako celá sestava (pro přiblížení reálných výsledků). Model byl namodelován v programu Inventor 2009.



Obr. 4.14 Vysíťování spodního čepu a dolního úchyty

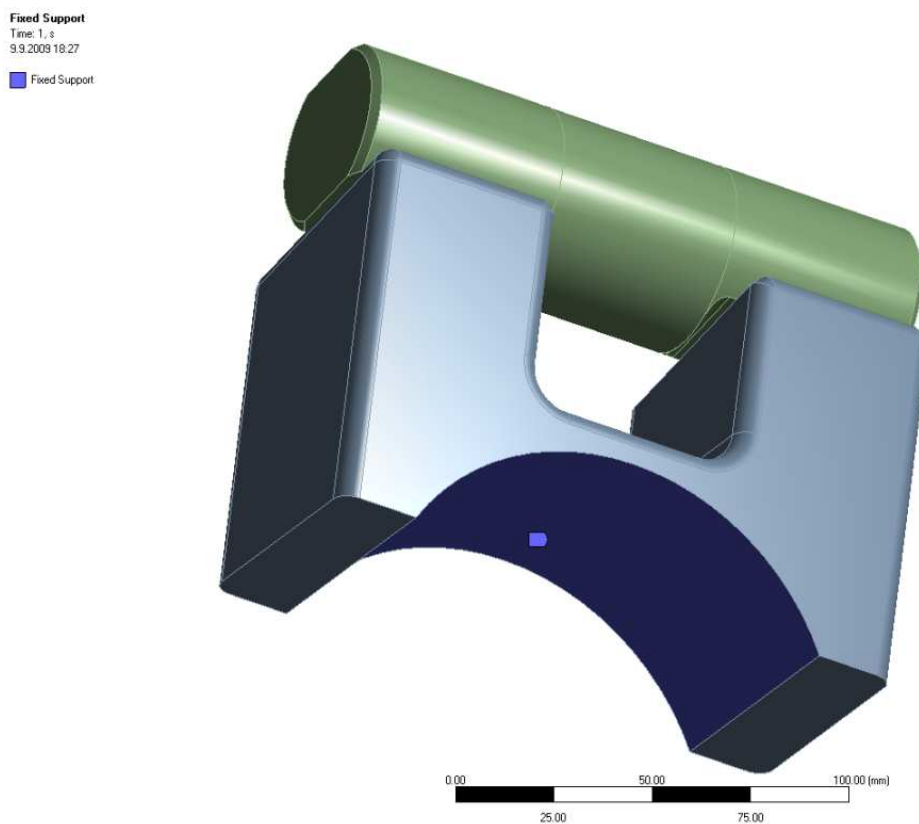
Pro přesnější výsledky je i při tomto výpočtu zvoleno velmi husté síťování. Jak lze vidět (Obr. 4.14) horní dosedací plocha dolního úchyty je zkosena o  $11[^\circ]$  a díky tomuto zkosení nevznikají přídavné radiální síly, které by namáhaly šroub na stříh.

Síla byla umístěna na střed spodního čepu (Obr. 4.15). Síla je rozložena do osy  $Y=163\,240\text{ [N]}$  a  $Z=31\,732\text{ [N]}$ , tak aby výslednice byla skloněna pod požadovaným úhlem  $11[^\circ]$ . Byla použita funkce Bearing Load.



Obr. 4.15 Znáznornění zatěžující síly na spodní čep

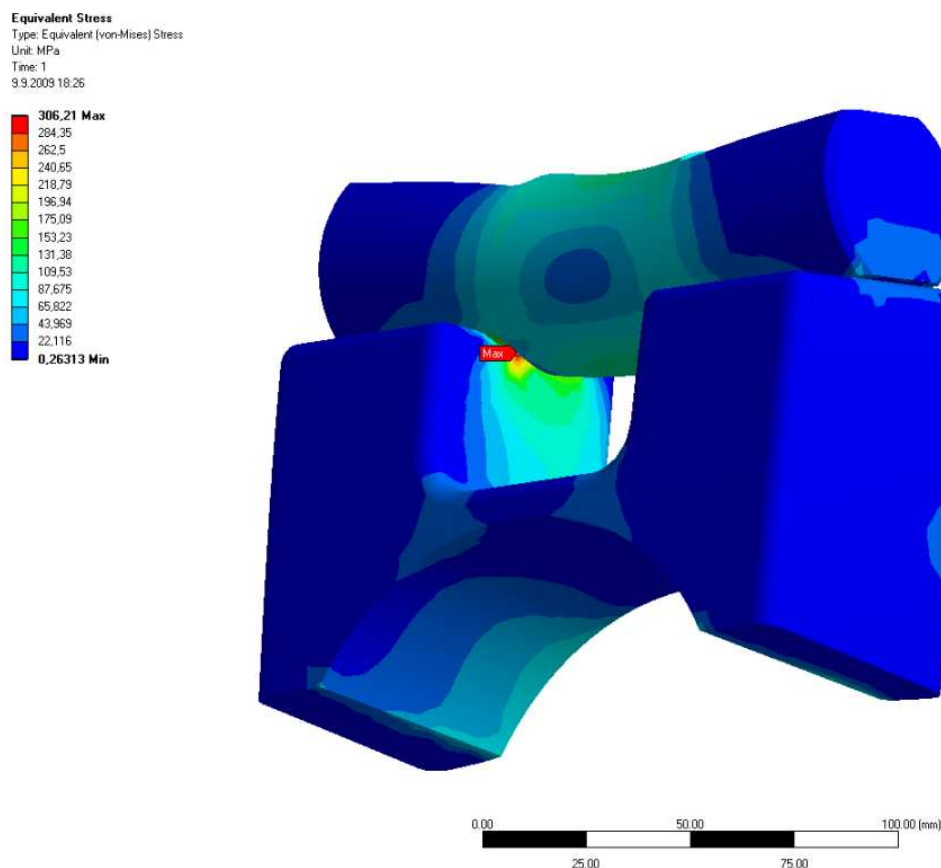
Mezi válcovou plochou dolního úchytu (Obr. 4.16) a zadní poloosou, byla umístěna pevná vazba. A to z důvodu, že dolní úchyt bude k zadní poloose přivařen (budou mu odebrány všechny stupně volnosti).



Obr. 4.16 Umístění pevné vazby na dolním úchytu

#### 4.4.1 Výpočet napětí

Na obr. 4.17 jsou zobrazeny výsledky napětí dle hypotézy HMM. Na stupnici je maximální napětí 306,21 [MPa]. Toto napětí vzniklo v místě A (dolního čepu) mezi dolním čepem a dolním úchytem. Velikost tohoto napětí zapříčinil kontakt mezi tělesy při zatížení.



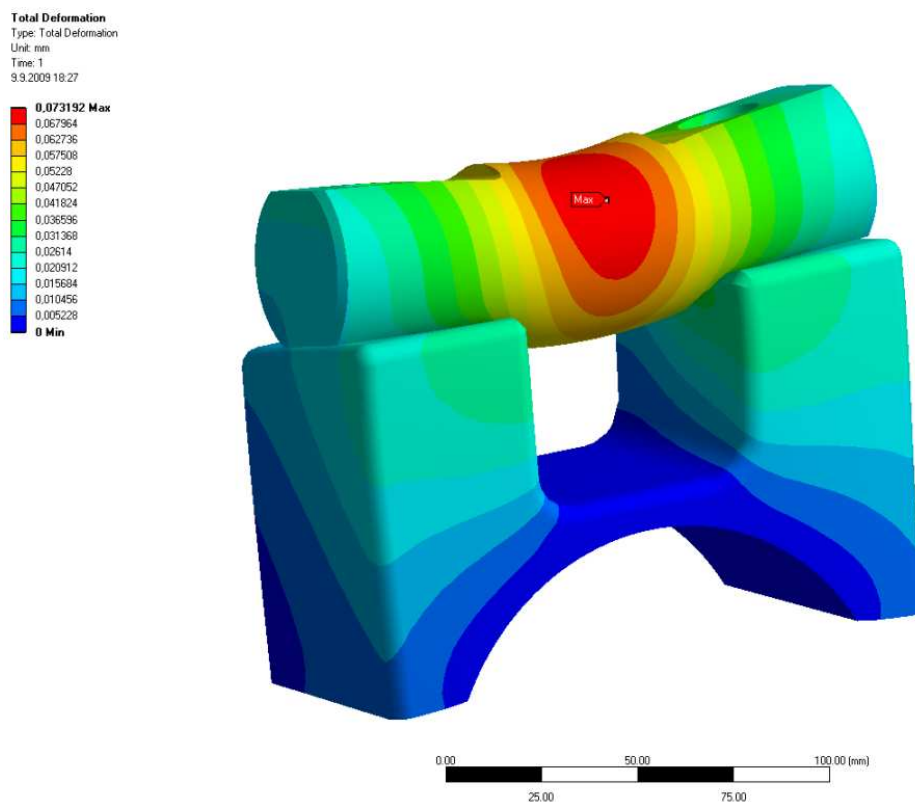
Obr. 4.17 Zobrazení max. napětí na dolním čepu

Výpočet bezpečnosti:

$$k_2 = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{735}{306,21} = 2,4[-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.17)$$

#### 4.4.2 Výpočet deformace

Na obr. 4.18 je zobrazena deformace čepu a dolního úchyty. Maximální velikost deformace dolního čepu je 0,08 [mm]. Velikost deformace je pro dané zatížení a využití konstrukce vyhovující (po konzultaci ve firmě Tatra).



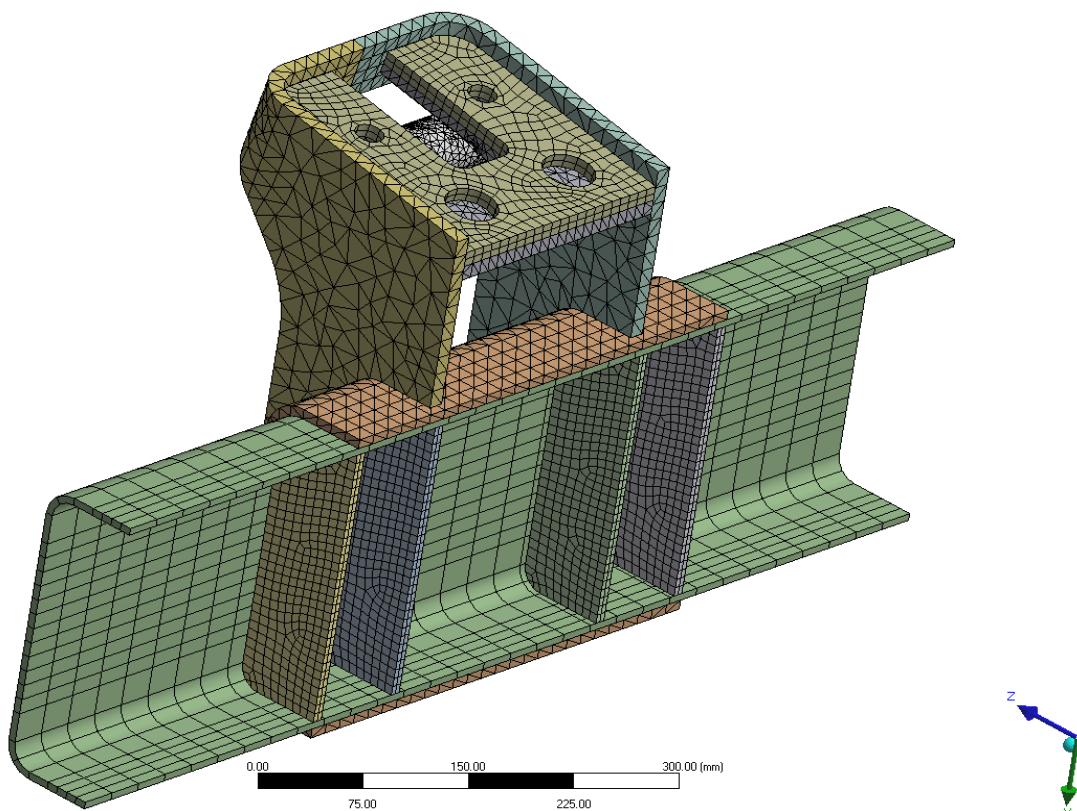
Obr. 4.18 Deformace na dolním úchyty



## 4.5 Kontrola horního úchytu

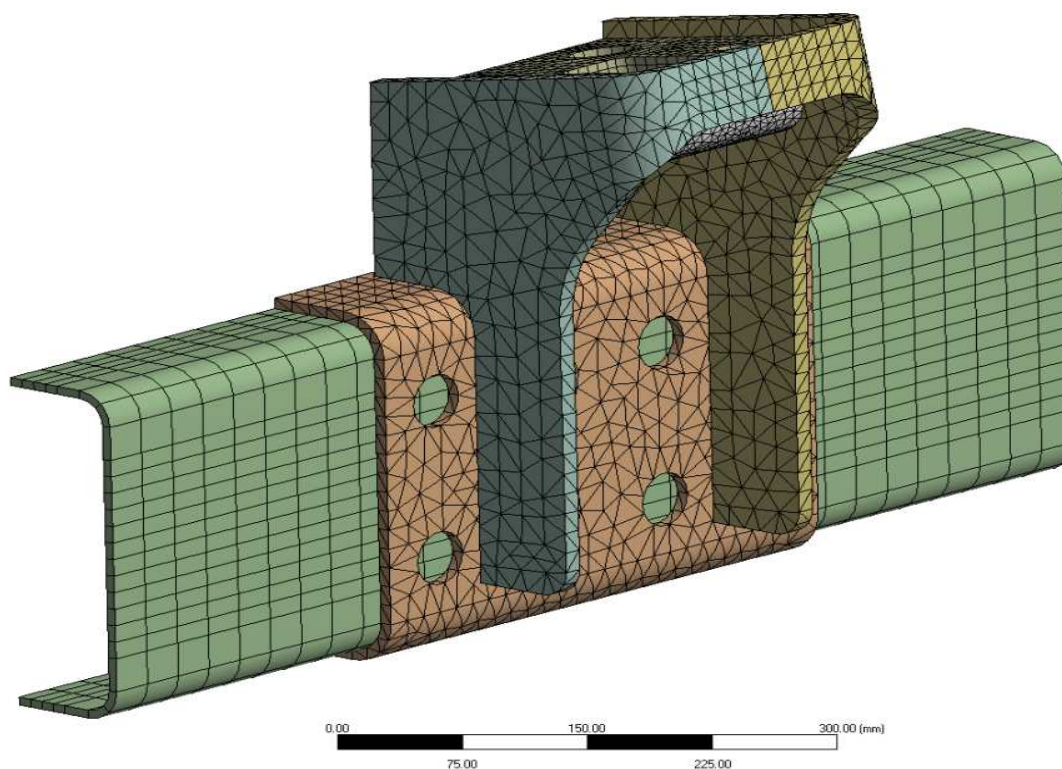
Tento prvek je kritickým místem celé zástavby. Síly, které zachycuje horní čep, namáhají bočnice horního úchytu. V těchto bočnicích vzniká velké ohybové napětí a deformace. Proto bylo nutné volit takovou konstrukci, aby byla dostatečně tuhá a zároveň byla vyrobena z plechu maximální tloušťky 12 [mm] (požadavek firmy Tatra). Výpočet byl proveden v programu Ansys Workbench.

Na obr. 4.19 a obr. 4.20 jsou zobrazeny vysítované 3D modely. Zjemnění bylo provedeno pouze u horního čepu.



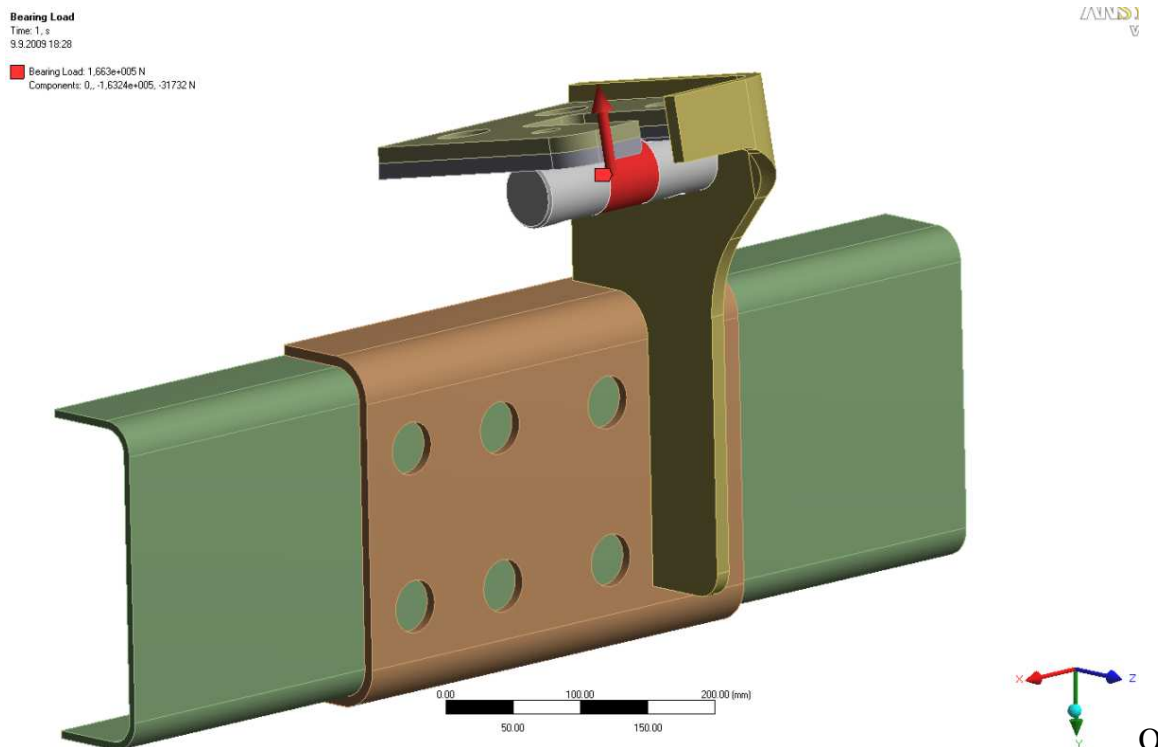
Obr. 4.19 Vysítování horního úchytu





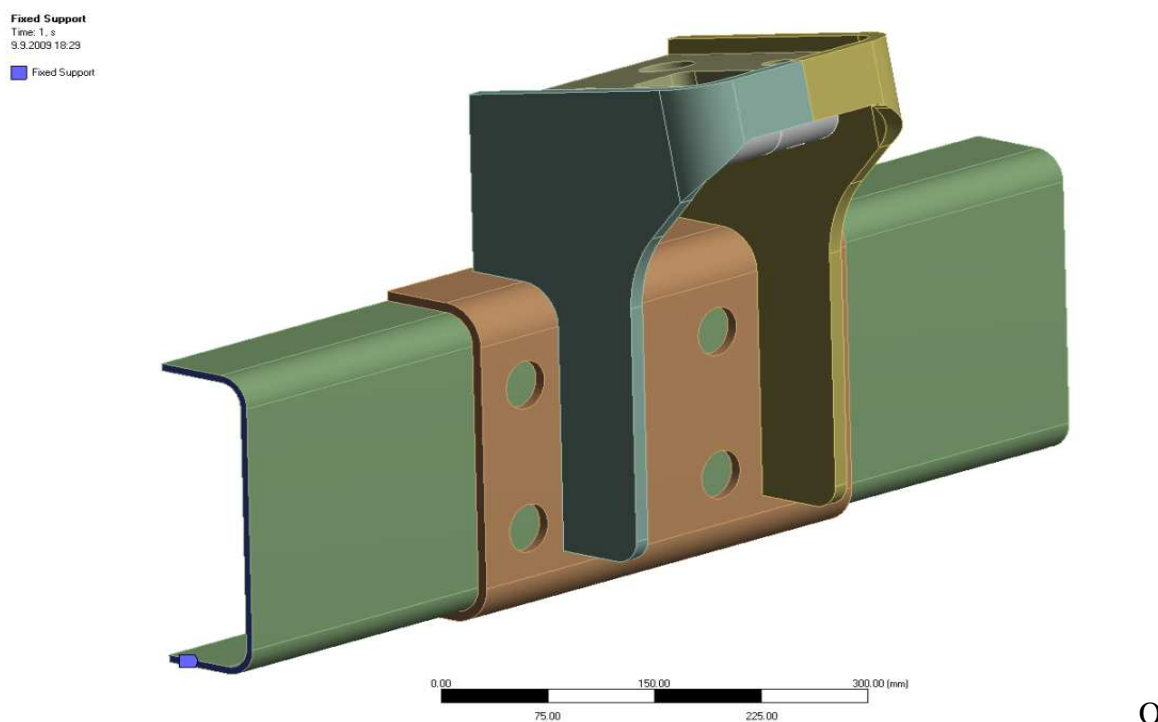
Obr. 4.19 Vysíťování horního úchytu

Zatěžující síla byla umístěna na střed horního čepu (Obr. 4.9). Síla je rozložena do směrů osy  $Y = -163\,240$  [N] a  $Z = -31\,732$  [N], tak aby výslednice byla skloněna pod požadovaným úhlem  $11^\circ$ . Byla použita funkce Bearing Load.



br. 4.20 Působící síla na horní zástavbu

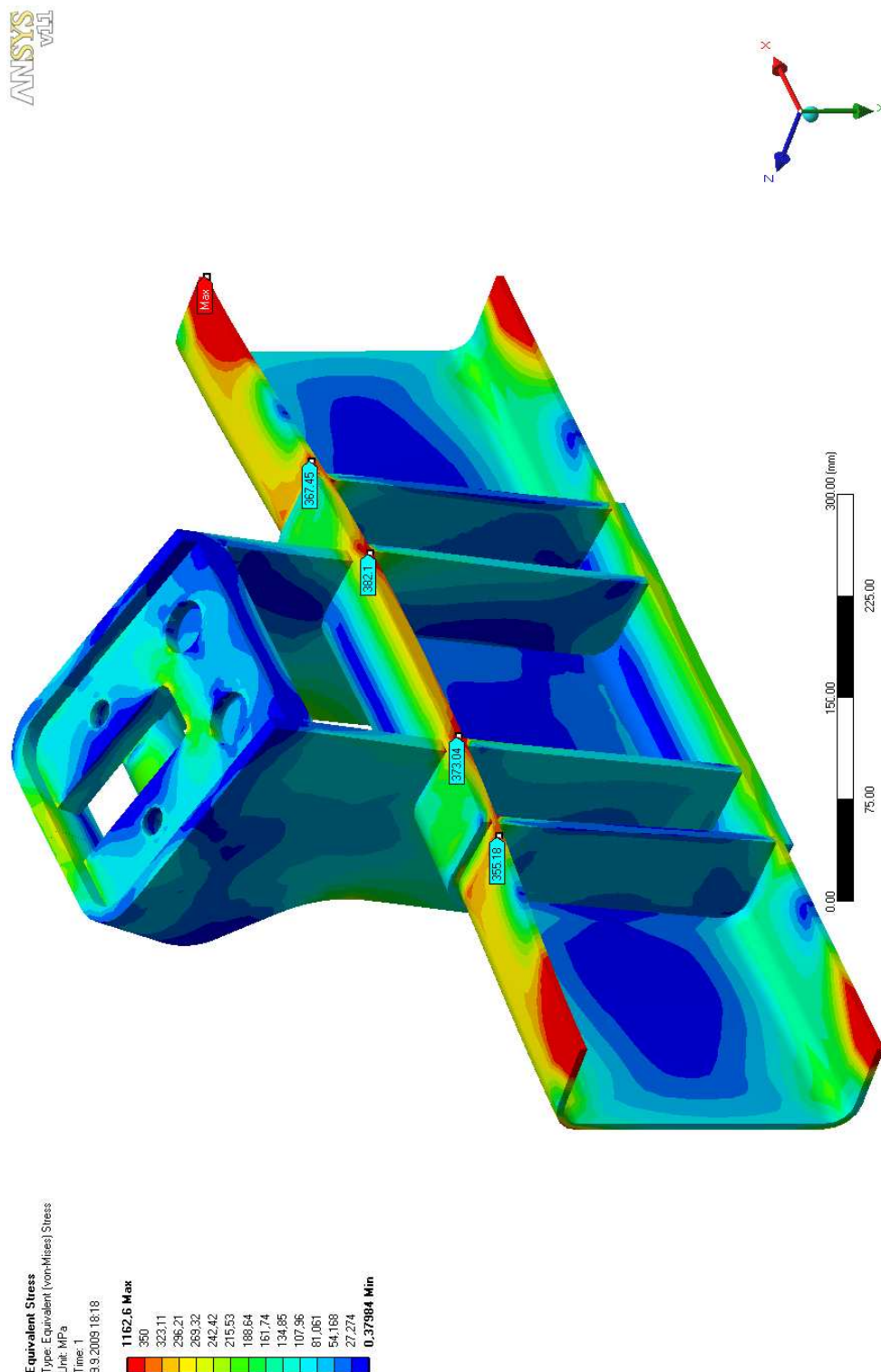
Na oba konce nosného rámu obr. 4.21, byly umístěny pevné vazby. V těchto místech budou vznikat napět'ové špičky, na které nebude brán zřetel. Jelikož ve skutečnosti tyto napět'ové špičky na koncích tohoto rámu nebudou. Je také nutné zkontrolovat celý rám jako celek, toto ale není obsahem této diplomové práce.



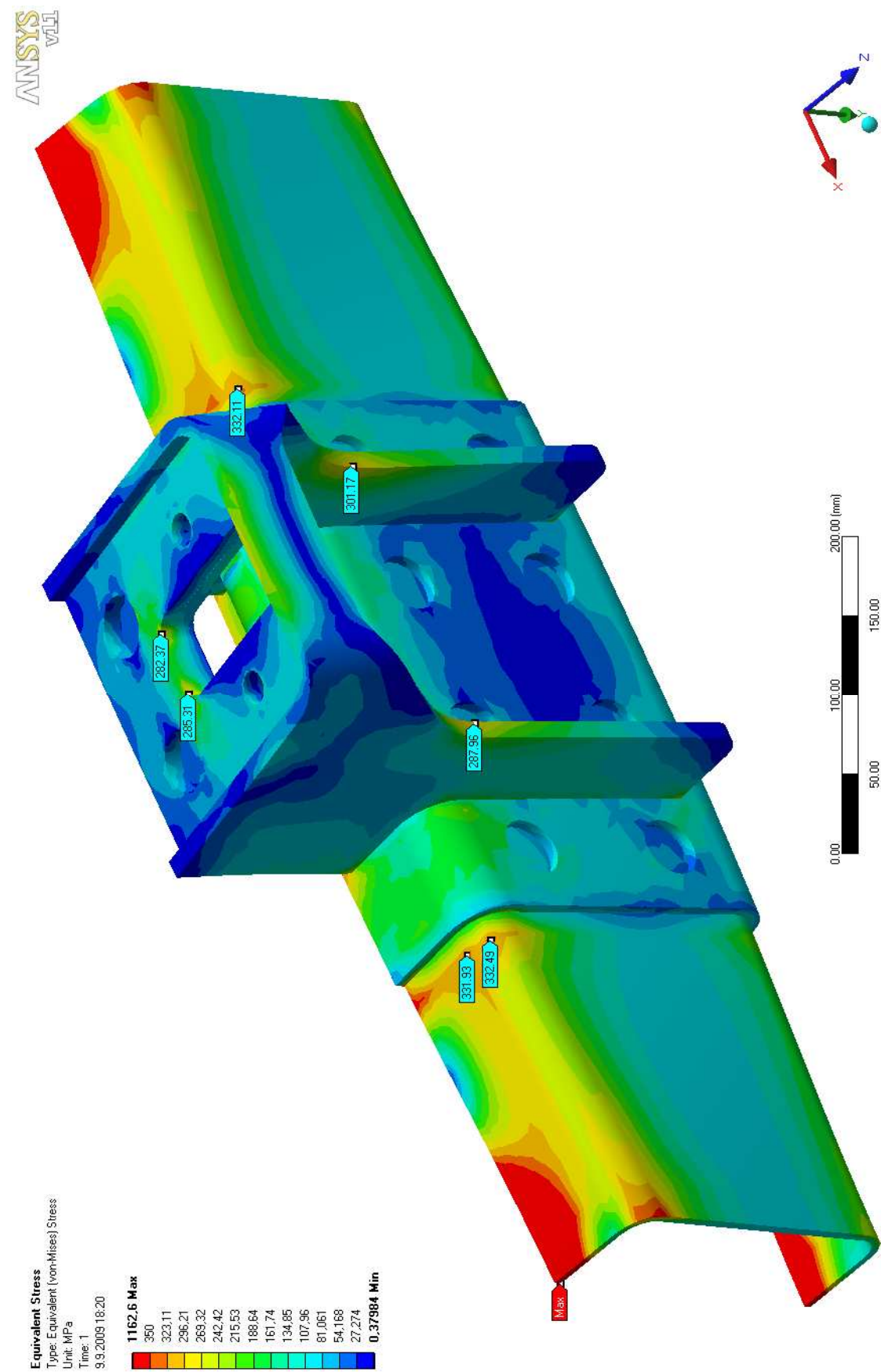
br 4.22 Umístění pevných vazeb na koncích konzoly

### 4.5.1 Výpočet napětí

Na obr. 4.23 a obr. 4.24 jsou zobrazeny výsledky napětí dle hypotézy HMH. Na stupnici je maximální napětí 1162[MPa]. Toto napětí vzniklo v místě uchycení pevných vazeb na nosném rámu. Pro lepší barevné rozlišení, byla mezní hodnota snížena na 350[MPa].



Obr. 4.23 Zobrazení max. napětí na horním úchyty a zákl. rámu



Obr. 4.24 Zobrazení max. napětí na horním úchyty a základ. rámu

Jak je patrné z obr. 4.23 a obr. 4.24 kritická místa na horním úchytu jsou na bočnicích (přechod zaoblení) a na horní desce s dírami (přechodový rádius). Maximální hodnoty napětí v těchto místech se pohybují okolo 300 [MPa].

Maximální hodnoty napětí na základním rámu se pohybují okolo 380 [MPa]. Tato hodnota je po konzultaci ve firmě Tatra vyhovující, jelikož je rám vyroben z materiálu S440, který má mez kluzu  $R_e=440$  [MPa].

Konstrukce obsahuje několik kritických míst:

- 1) Přechodový rádius na bočnici.

Napětí bylo sníženo na požadovanou hodnotu pomocí zaoblení R 100.

- 2) Horní deska s dírami.

Napětí bylo sníženo na požadovanou hodnotu pomocí zaoblení R 12 a především pomocí uzavření obou bočnic v jeden celek, a tím zvýšení tuhosti celé konstrukce.

- 3) Základní rám.

Napětí bylo sníženo na požadovanou hodnotu pomocí výztužného plechu o tloušťce 8 [mm], který je ohnut okolo celého základního rámu, a je sním svařen.

- 4) Místo pod bočnicí na zákl. rámu

Napětí bylo sníženo na požadovanou hodnotu pomocí výztuh, které jsou umístěny pod bočnicemi a na konci výztužného plechu.

Výpočet bezpečnosti horního úchytu:

$$k_{HU} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{\max}} = \frac{735}{302} = 2,43[-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.18)$$

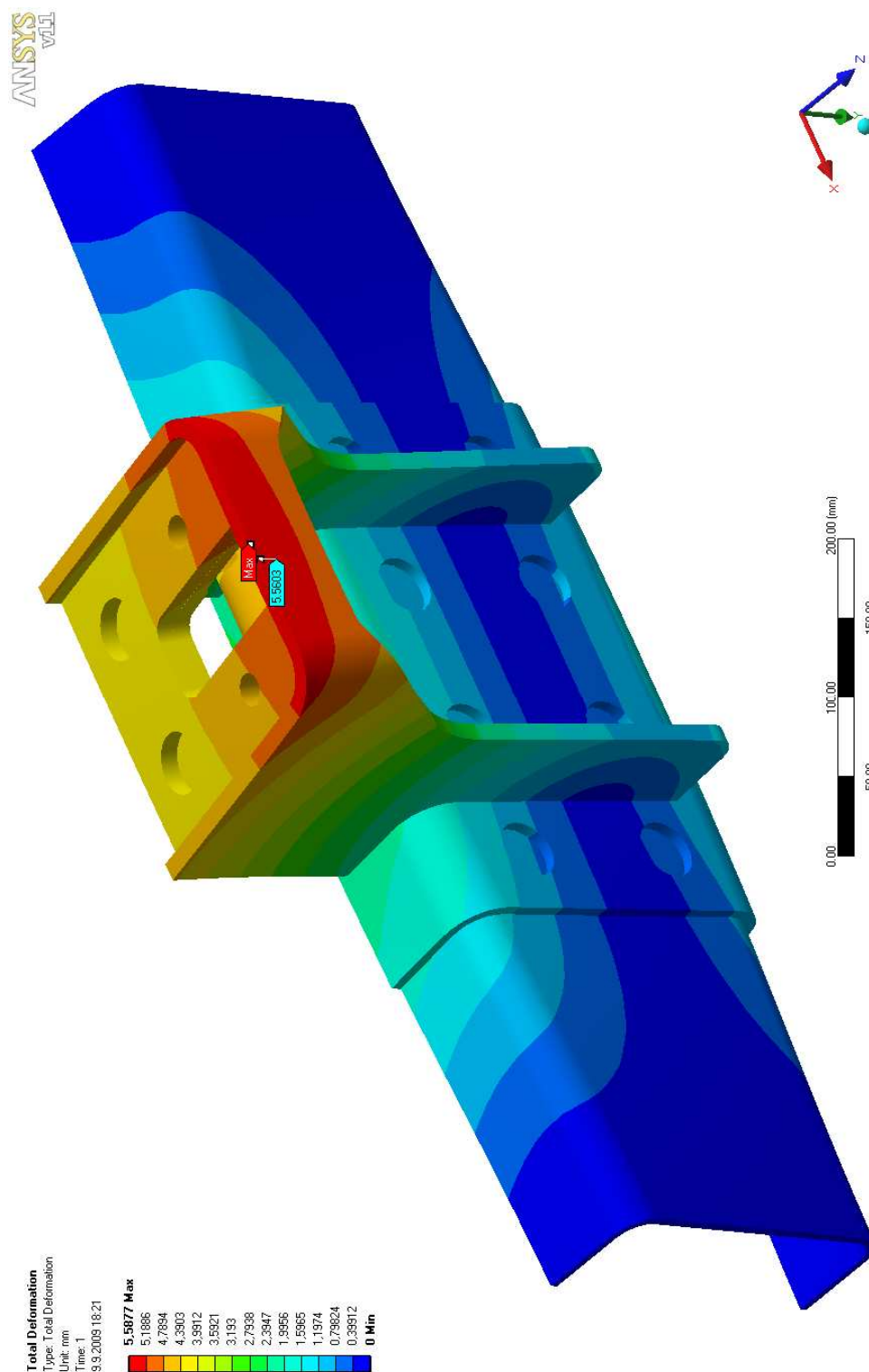
Výpočet bezpečnosti základního rámu:

$$k_{ZR} = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{440}{382} = 1,15[-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.19)$$



### 4.5.2 Výpočet deformace

Na obr. 4.25 je zobrazena deformace horního držáku. Velikost deformace je pro dané zatížení a využití konstrukce vyhovující (po konzultaci ve firmě Tatra).

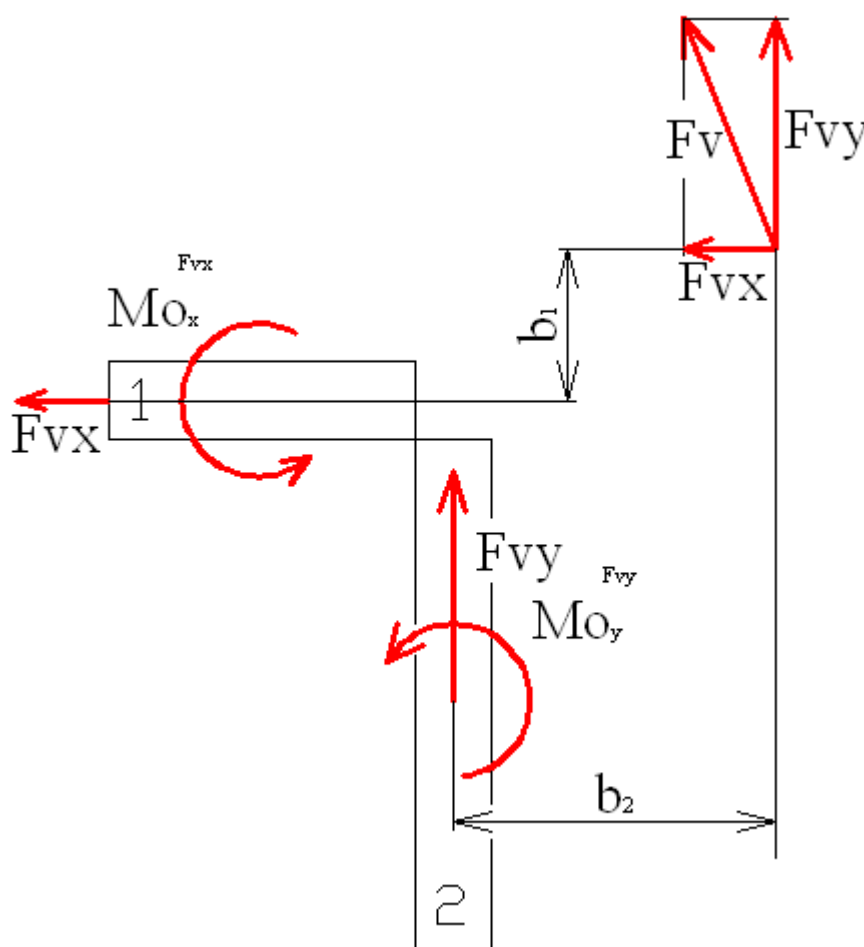


Obr. 4.25 Napětí na horní zástavbě

## 5 Výpočet svarů mezi bočnicemi a výztužným plechem

Výpočet svarů je proveden mezi bočnicemi a výztužným plechem (požadavek Tatry a.s.). Je proveden zjednodušený výpočet svarů, který dává dostatečně nízké napětí. Je samozřejmé, že by byl na místě výpočet v MKP, který umožní stanovit místa s koncentrací napětí např. v kořenu svaru. Síla je rozložena do směrů  $Y = 163\,240$  [N] a  $X = 31\,732$  [N], tyto síly byly zjištěny podle [10]. Tento výpočet ale nebyl předmětem zadání.

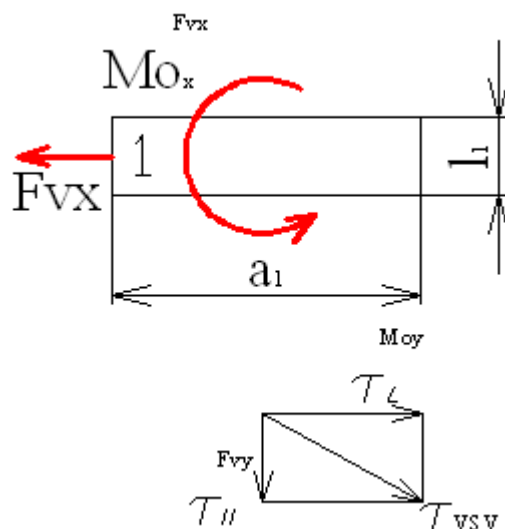
Svary jsou z materiálu 11523 (požadavek společnosti Tatra a.s.), kde mez kluzu  $R_e = 280$  [MPa].



Obr. 5.1 Kinematické schéma svarů

Výpočet svaru č. 1 :

Jelikož nám sílu zachycují svary 2, musíme sílu v ose x podělit dvěma.



Obr. 5.2 Kinematické schéma svaru č. 1

$$\tau_{//}^{F_{vx}} = \frac{F_{vx}}{a_1 \cdot l_1} = \frac{31732}{80 \cdot 32} = 6,19 [MPa]$$

$$\tau_{\perp}^{Mox} = \frac{Mox}{\frac{1}{6} l_1 \cdot a_1^2} = \frac{F_{vx} \cdot b_1 \cdot 6}{2 \cdot l_1 \cdot a_1^2} = \frac{6 \cdot 31732 \cdot 127}{2 \cdot 32 \cdot 80^2} = 59 [MPa]$$

$$\tau_{VSV} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{//}^{F_{vx}}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mox}}{k_3}\right)^2} \leq \sigma_D = \frac{Re}{k_e} = \frac{280}{1,5} = 186,66 [MPa]$$

kde  $k_3$  – převodní součinitel svaru v kolmém směru [1]

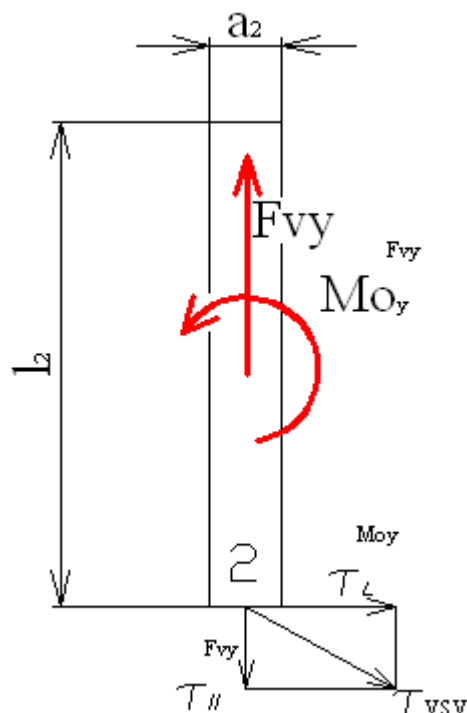
$k_4$  – převodní součinitel svaru ve vodorovném směru [1]

$$\tau_{VSV} = \sqrt{\left(\frac{6,19}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{59}{0,75}\right)^2} = 79,24 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



Výpočet svaru č. 2 :

Jelikož nám sílu zachycují svary 2, musíme sílu v ose y podělit dvěma.



Obr. 5.3 Kinematické schéma svaru č. 2

$$\tau_{//}^{Fvy} = \frac{Fvy}{a_2 \cdot l_2} = \frac{163240}{12 \cdot 220} = 30,91 [MPa]$$

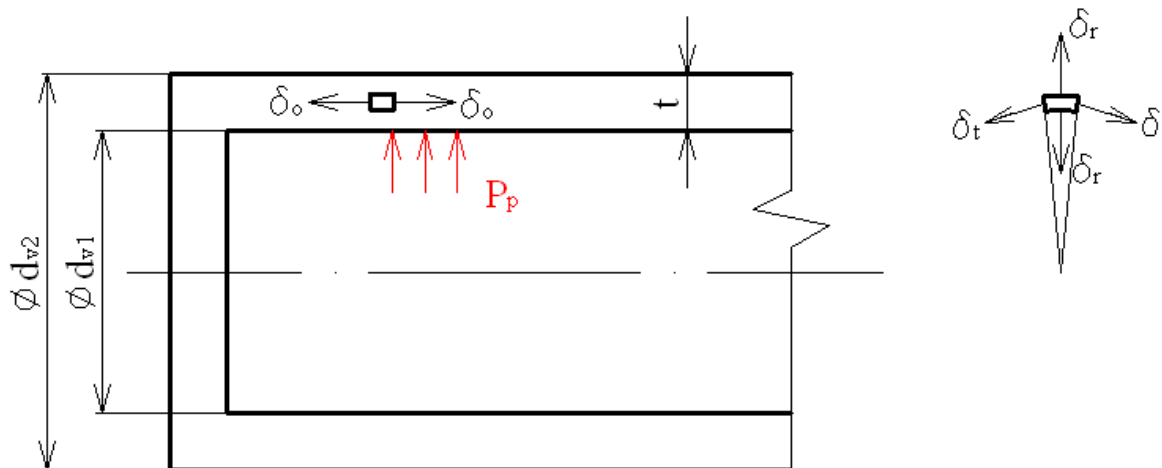
$$\tau_{\perp}^{Moy} = \frac{Moy}{\frac{1}{6} a_2 \cdot l_2^2} = \frac{Fvy \cdot b_2 \cdot 6}{2 \cdot a_2 \cdot l_2^2} = \frac{6 \cdot 163240 \cdot 76,86}{2 \cdot 12 \cdot 220^2} = 64,8 [MPa]$$

$$\tau_{svs} = \sqrt{\left( \frac{\tau_{//}^{Fvy}}{k_4} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{\perp}^{Moy}}{k_3} \right)^2} \leq \sigma_{DZ} = \frac{Re}{k_s}$$

$$\tau_{svs} = \sqrt{\left( \frac{30,91}{0,65} \right)^2 + \left( \frac{64,8}{0,75} \right)^2} = 98,62 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 6 Základní parametry hydroakumulátoru

Tyto parametry se stanoví z požadovaného přípustného tlaku  $P_p = 25 [MPa]$  a dovoleného napětí  $\sigma_{DHA} = 200 [MPa]$  (požadavek firmy Tatra). Návrh tloušťky stěny  $t$  a pevnostní kontrola stěny válce byly provedeny podle [2].



Obr. 6.1 Schéma hydroakumulátoru

Ze základní rovnice pro výpočet síly ve válci se vypočte plocha pístu:

$$F_V = P_p \cdot S_p \Rightarrow S_p = \frac{F_V}{P_p} = \frac{166348}{25} = 6654 [mm^2] \quad (6.1)$$

Výpočet průměru pístu:

$$S_p = \pi \cdot \frac{d_{v1}^2}{4} \Rightarrow d_{v1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6654}{\pi}} = 92 [mm] \quad (6.2)$$

Když známe průměr pístu, určí se poměr  $a$  o velikosti  $1,5 \div 2,5$  podle [2]. Budu volit  $a = 1,95 [-]$ .

$$a = \frac{d_{v2}}{d_{v1}} = 1,95 [-], \quad (6.3)$$

z kterého vyplyne tloušťka stěny:

$$t = \frac{a-1}{2} \cdot d_{v1} = \frac{1,95-1}{2} \cdot 92 = 43,7 [mm] - \text{volím } t = 40 [mm] \quad (6.4)$$

Průběh napětí na stěně válcového pláště je na obr. 6.1. Označí-li se poměry  $a = \frac{d_{v2}}{d_{v1}}$ ;

$t = d_{v1} \cdot \frac{a-1}{2}$ , lze jednotlivá napětí vyjádřit těmito vztahy:

Obvodové:

$$\sigma_{t1} = P_p \cdot \frac{a^2+1}{a^2-1} [MPa] \quad (6.5)$$

Radiální:

$$\sigma_{r1} = -P_p [MPa] \quad (6.6)$$

Osové:

$$\sigma_o = P_p \cdot \frac{1}{a^2-1} [MPa] \quad (6.7)$$

Redukované napětí podle hypotézy HMH:

Toto je základní rovnice pro výpočet redukovaného namáhání pro trojosou napjatost danou hlavními napětími.

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{t1}^2 + \sigma_{r1}^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_{t1} \cdot \sigma_{r1} + \sigma_{t1} \cdot \sigma_o + \sigma_{r1} \cdot \sigma_o)} \leq \sigma_{DHA} \quad (6.8)$$

Po dosazení všech jednotlivých napětí se rovnice zjednoduší takto:

$$\sigma_{red2} = P_p \cdot \frac{a^2 \cdot \sqrt{3}}{a^2-1} \leq \sigma_D \quad (6.9)$$

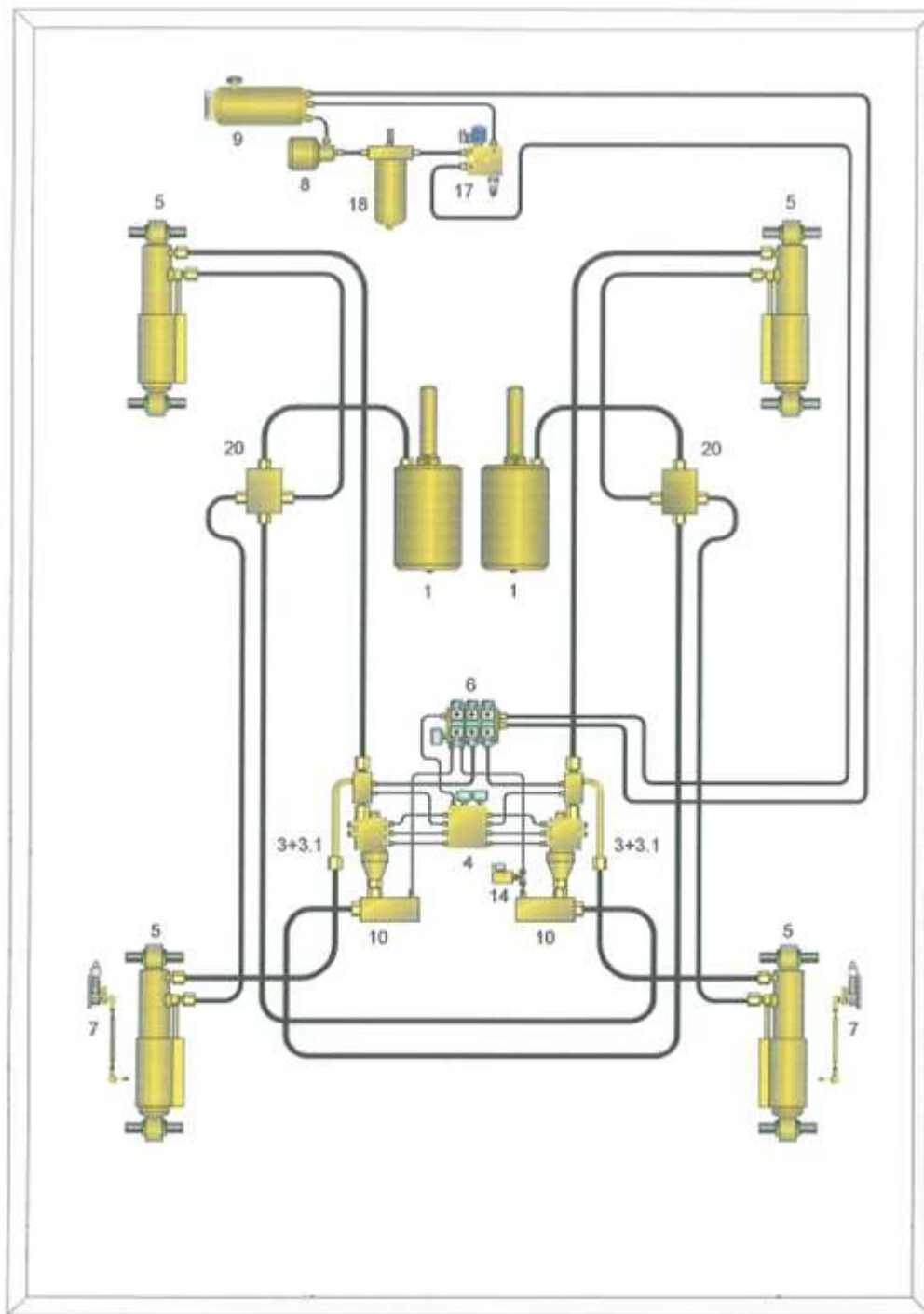
$$\sigma_{red2} = 25 \cdot \frac{1,95^2 \cdot \sqrt{3}}{1,95^2-1} = 57,7 [MPa] \leq \sigma_{DHA} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Zdvih válce:

Je určen ze vztahu (2.6),  $H = 233,9 [mm]$ .

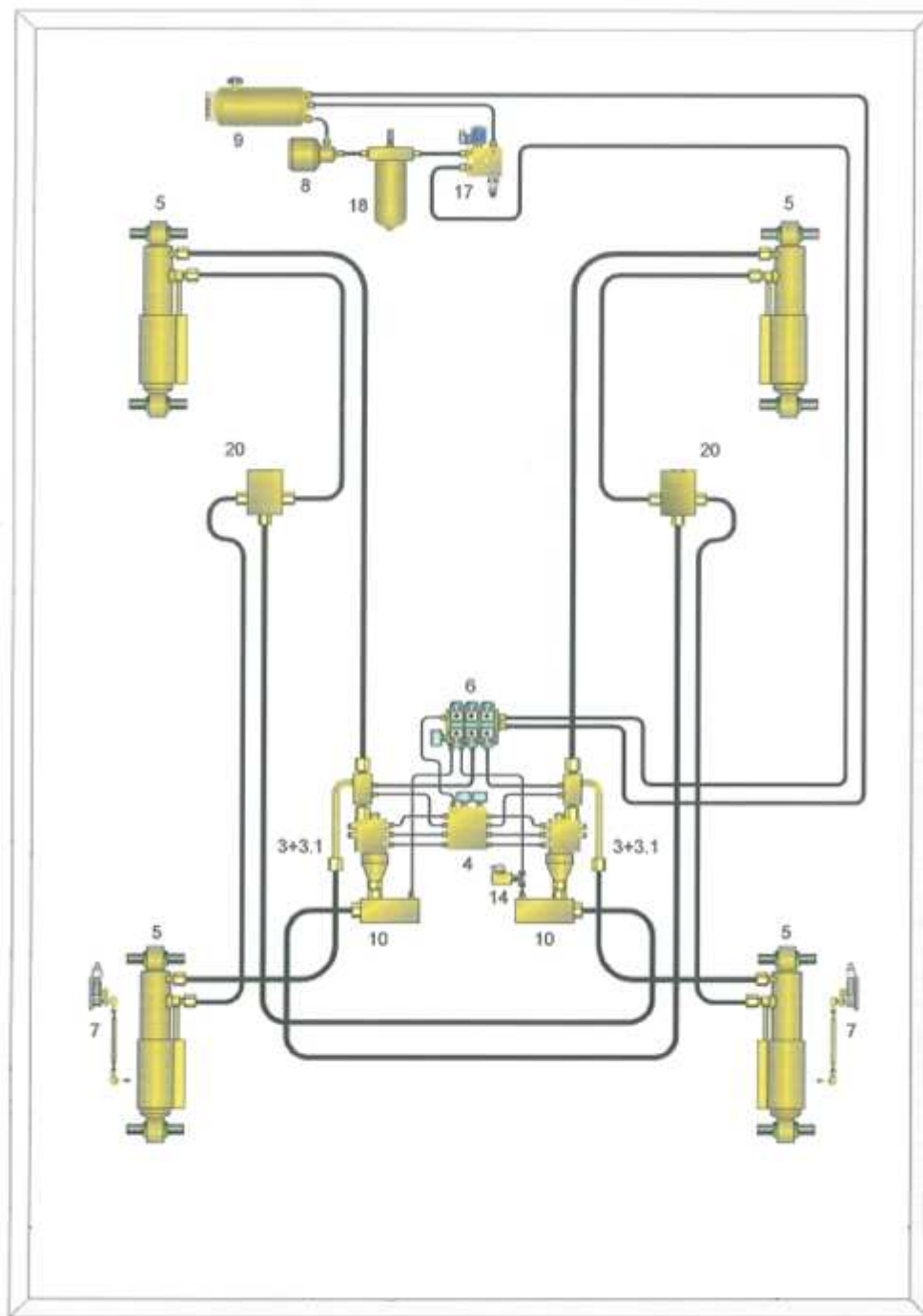
## 7 Hydraulický okruh

Na obr. 7.1 je zobrazen hydraulický okruh, který byl dosud používán. Při použití stávajících hydropneumatických pružících jednotek bylo nutné zařadit do okruhu akumulátory tlaku. Tyto akumulátory jsou na obr. 7.1 zobrazeny pod číslem 1.



Obr. 7.1 Starý typ hydraulického okruhu

Při použití nového typu hydropneumatické pružící jednotky, kdy akumulátor je integrován na hydraulickém válci, již není potřeba zařazovat akumulátory do okruhu. Je tedy ušetřeno místo a náklady na koupi těchto akumulátorů. Na obr. 7.2 je zobrazen hydraulický okruh s použitím nového typu hydropneumatické pružící jednotky.



Obr. 7.2 Nové řešení hydraulického okruhu

Legenda k obr 7.1 a 7.2:

1. Základní akumulátor
- 3+3.1 Regulační ventil
4. Atmosférický tlak systému
5. Hydropneumatická pružící jednotka
6. Vyrovnávající klapka “nahoru” a “dolu” plus “blokování”
7. Dálkové ovládání
8. Čerpadlo
9. Nádrž
10. Blokovací ventil
14. Tlakový spínač
17. Náhradní překážka s pomocným ventilem
18. Olejový filtr
20. Hydraulický blok

## 8 Zhodnocení

Cíle stanovené na začátku diplomové práce byly splněny. Nejprve byl proveden náměr přesného uložení hydropneumatické pružící jednotky mezi zadní poloosou a základním rámem. V závislosti na těchto vzdálenostech a zatěžující síle na zadní poloosu byla z podmínky rovnováhy spočítána síla ve válci  $F_v = 83174 \text{ [N]}$ .

Z požadavků Tatry a.s. Kopřivnice byla zástavba hydropneumatické pružící jednotky počítána staticky, avšak se zohledněním možného rázu, který může nastat v případě prudkého dosednutí kola s pneumatikou při jízdě v těžkém terénu. Výsledkem tohoto zohlednění je, že celá konstrukce bude kontrolována staticky, avšak na dvojnásobné zatížení.

Dále byly provedeny pevnostní výpočty šroubů a ty se z důvodů namáhání značnou silou a působení vnějších vlivů (např. voda, bahno, atd.), volí z vysokopevnostního materiálu o třídě pevnosti 12.9 a díky povrchové úpravě dosahují výborných vlastností např. (antikoroze). Předběžný návrh šroubu vyšel  $d_3' = 17,851 \text{ [mm]}$  a zvolil se šroub M20x1 (stoupání 1 byl požadavek Tatry):

Výsledná bezpečnost  $k_s = 2,83 [-]$

Utahovací moment  $M_u = 343,24 \text{ [Nm]}$

Také jsem navrhl a pevnostně vypočítal horní a dolní čep, tyto čepy byly opět voleny z vysokopevnostního materiálu 15 230. Byly kontrolovány na dvou místech největšího zatížení (Obr. 4.2 a Obr. 4.5) a výsledky jsou znázorněny v tab. 8.1.

Tab. 8.1 Výsledky výpočtu horního a spodního čepu

|            | Výpočet napětí [MPa] |                  |                    |                     |            | Bezpečnost [-]      |
|------------|----------------------|------------------|--------------------|---------------------|------------|---------------------|
| Kontrola:  | Střih v místě A      | Střih v místě B  | Ohyb v místě A     | Ohyb v místě B      | Otlačení   | V místě B - dle HMM |
| Horní čep  | $\tau_s = 44,68$     | $\tau_s = 84,72$ | $\sigma_o = 230,6$ | $\sigma_o = 394,8$  | $p = 59,7$ | $k_{HC} = 1,74$     |
| Spodní čep | $\tau_s = 47,28$     | $\tau_s = 84,72$ | $\sigma_o = 214,6$ | $\sigma_o = 350,74$ | $p = 91,4$ | $k_{HC} = 1,93$     |

Pro výpočet horního a spodního uchycení byla použita metoda MKP. Jelikož jsou na čepu místa s možnou koncentrací napětí, byla provedena také kontrola pomocí metody MKP. Tato kontrola byla provedena v programu Ansys Workbench, a to jako celá sestava (pro přiblížení reálných výsledků). Model byl namodelován v programu Inventor 2009.

Výpočet horního čepu je znázorněn na obr. 4.11 a 4.12, kde jsou zobrazeny výsledky napětí dle hypotézy HMM. Z těchto obrázků je patrné, že maximální napětí je  $\sigma_{HCmax} = 302,76 [MPa]$ . Toto napětí se nachází na spodní části čepu. Výsledná bezpečnost horního čepu  $k_1 = 2,42 [-]$ .

Výpočet spodního čepu je znázorněn na obr. 4.17, kde je zobrazen výsledek napětí dle hypotézy HMM. Z tohoto obrázku je patrné, že maximální napětí je  $\sigma_{HCmax} = 302,76 [MPa]$ . Toto napětí vzniklo v místě A (Obr. 4.5) mezi dolním čepem a dolním úchytem. Výsledná bezpečnost spodního čepu  $k_2 = 2,4 [-]$ . Deformace spodního čepu (Obr. 4.18) je  $0,08 [mm]$ .

Kontrola horního úchyty byla kritickým místem celé zástavby. Síly, které zachycuje horní čep, namáhají bočnice horního úchyty. V těchto bočnicích vzniká velké ohybové napětí a deformace. Proto bylo nutné volit takovou konstrukci, aby byla dostatečně tuhá a zároveň byla vyrobena z plechu maximální tloušťky  $12 [mm]$  (požadavek firmy Tatra). Výpočet napětí je zobrazen na obr. 4.23 a 4.24, kde je zobrazen výsledek napětí dle hypotézy HMM. Kritická místa na horním úchyty jsou na bočnicích (přechod zaoblení) a na horní desce s dírami (přechodový rádius). Maximální hodnoty napětí v těchto místech se pohybují okolo  $300 [MPa]$ . Maximální hodnoty napětí na základním rámu se pohybují okolo  $380 [MPa]$ . Tato hodnota je po konzultaci ve firmě Tatra vyhovující, jelikož je rám vyroben z materiálu S440, který má mez kluzu  $R_e = 440 [MPa]$ . Deformace horního úchyty (Obr. 4.25) je  $5,58 [mm]$ .

- Výpočet bezpečnosti horního úchyty:  $k_{HU} = 2,43 [-]$
- Výpočet bezpečnosti základního rámu:  $k_{ZR} = 1,15 [-]$



Dále byl proveden výpočet svarů mezi bočnicemi a výztužným plechem (požadavek Tatry a.s.). Byl proveden zjednodušený výpočet svarů, který dává dostatečně nízké napětí. Síla působící na svary je rozložena do směrů osy  $Y = 163\,240$  [N] a  $X = 31\,732$  [N], tyto síly byly zjištěny podle [10]. Svary jsou z materiálu 11523 (požadavek společnosti Tatra a.s.), kde mez kluzu  $Re = 280$  [MPa].

- Výpočet napětí ve v ose Y:  $\tau_{svs} = 98,62$  [MPa]  $\Rightarrow$  *vyhovuje*
- Výpočet napětí ve v ose X:  $\tau_{vsv} = 79,24$  [MPa]  $\Rightarrow$  *vyhovuje*

Výpočet základních parametrů akumulátoru se stanoví z požadovaného přípustného tlaku  $P_p = 25$  [MPa] a dovoleného napětí  $\sigma_{DHA} = 200$  [MPa] (požadavek firmy Tatra). Návrh tloušťky stěny  $t$  a pevnostní kontrola stěny válce byly provedeny podle [2].

- Tloušťka stěny  $t = 40$  [mm]
- Redukované namáhání  $\sigma_{red2} = 57,7$  [MPa]  $\leq \sigma_{DHA} \rightarrow$  *vyhovuje*

Závěrem lze konstatovat, že celá zástavba je počítána s velkou bezpečností.

## 9 Seznam použité literatury

- [1] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.
- [2] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů, 2.svazek. Technický průvodce 6*. SNTL Praha, 1990, ISBN 80-03-00426-8.
- [3] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky, upravené a doplněné vydání*. Scientia, spol. s.r.o. Praha, 1999, ISBN 80-7183-164-6.
- [4] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2005, ISBN 80-248-0878-1.
- [5] Katalog: HEMSCHEIDT *Fahrwerktechnik* HEPLEX – Suspension of Tatra 8x8
- [6] Odborné konzultace: *Konstrukce TATRA, a.s. Kopřivnice*

## Internetové odkazy

- [7] *Webové stránky firmy Tatra, a.s. Kopřivnice*  
URL: <<http://www.tatra.cz>> [citováno 17. září 2009]

## Použité programové vybavení

- [8] AUTODESK, Inc.: Autodesk Inventor Profesional 2009, verze 2009, built 236a, 2009, 3D strojírenský parametrický CAD
- [9] AUTODESK, Inc.: Autodesk AutoCAD Mechanical 2009, verze 2009, 2009, 2D strojírenský parametrický CAD
- [10] ANSYS, Ansys Workbench™ 11.0 SP1 2007

## Použité normy

- [11] ČSN 051020. *Výpočet svarových spojů strojních součástí*.  
Vydavatelství ÚNM Praha

## 10 Přílohy

REH103-01 Sestavný výkres – Tlumící jednotka

REH103-01-03 Podsestava – Horní úchyt

REH103-01-03-02 Dílenský výkres – Výztuha

REH103-01-03-03 Dílenský výkres - Výztužný plech

REH103-01-03-04 Dílenský výkres – Bočnice L

REH103-01-03-04 Dílenský výkres – Bočnice P

REH103-01-03-06 Dílenský výkres – Plech horní bez děr

REH103-01-03-07 Dílenský výkres – Plech horní s dírami

DVD obsahující celou diplomovou práci v elektronické podobě.